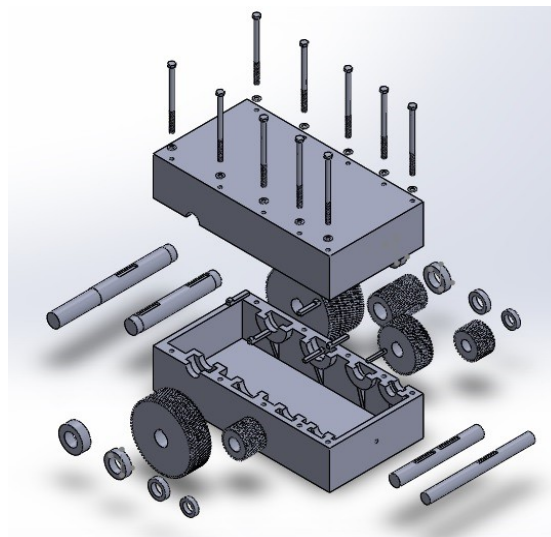




DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA



AUTOR DEL PROYECTO

RAÚL ANDREU RODRÍGUEZ

DIRECTOR DEL PROYECTO

JOSÉ VICENTE GARCÍA ORTIZ

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

UNIVESITAT JAUME I

ESCOLA SUPERIOR DE CIENCIES I TECNOLOGIES EXPERIMENTALS

CASTELLÓ DE LA PLANA - FEBRERO 2016

ÍNDICE

| | |
|--|------------|
| 1. Memoria Descriptiva | 3 |
| 1.1. Introducción | 5 |
| 1.2. Antecedentes | 8 |
| 1.3. Objeto del proyecto | 9 |
| 1.4. Definiciones y abreviaturas | 10 |
| 1.5. Normas y referencias | 13 |
| 1.6. Análisis del problema | 15 |
| 1.7. Alternativas y selección de la solución | 16 |
| 1.8. Diseño general del sistema | 17 |
| 1.9. Diseño de detalle de los elementos | 27 |
| 1.10. Manual de montaje | 36 |
| 1.11. Conclusiones y trabajos futuros | 37 |
| 1.12. Anexos a la Memoria | 38 |
| 2. Pliego de Condiciones | 119 |
| 2.1. Condiciones Generales | 120 |
| 2.2. Condiciones Particulares | 121 |
| 3. Estado de Mediciones y Presupuesto | 123 |
| 3.1. Estado de Mediciones | 124 |
| 3.2. Presupuestos | 125 |
| 4. Planos | 127 |
| 4.1. Vista general | Plano nº1 |
| 4.2. Plano ensamblaje general | Plano nº2 |
| 4.3. Base carcasa | Plano nº3 |
| 4.4. Parte superior carcasa | Plano nº4 |
| 4.5. Ensamblaje eje a | Plano nº5 |
| 4.6. Eje a | Plano nº6 |
| 4.7. Chaveta eje a | Plano nº7 |
| 4.8. Engranaje 2 | Plano nº8 |
| 4.9. Ensamblaje eje b | Plano nº9 |
| 4.10. Eje b | Plano nº10 |
| 4.11. Chaveta eje b | Plano nº11 |
| 4.12. Engranaje 3 | Plano nº12 |
| 4.13. Engranaje 4 | Plano nº13 |
| 4.14. Ensamblaje eje c | Plano nº14 |
| 4.15. Eje c | Plano nº15 |
| 4.16. Chaveta eje c y d | Plano nº16 |
| 4.17. Engranaje 5 | Plano nº17 |
| 4.18. Engranaje 6 | Plano nº18 |
| 4.19. Ensamblaje eje d | Plano nº19 |
| 4.20. Eje d | Plano nº20 |
| 4.21. Engranaje 7 | Plano nº21 |

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

ÍNDICE

| | | |
|----------|---|----|
| 1.1. | Introducción..... | 5 |
| 1.1.1. | Empresa promotora..... | 5 |
| 1.1.2. | El proceso de producción en la industria de la cerámica | 6 |
| 1.2. | Antecedentes..... | 8 |
| 1.2.1. | Antecedentes en la empresa..... | 8 |
| 1.2.2. | Proyectos anteriores..... | 8 |
| 1.3. | Objeto del proyecto..... | 9 |
| 1.3.1. | Descripción del proyecto..... | 9 |
| 1.3.2. | Justificación..... | 9 |
| 1.4. | Definiciones y abreviaturas..... | 10 |
| 1.4.1. | Definiciones..... | 10 |
| 1.4.2. | Abreviaturas..... | 12 |
| 1.5. | Normas y referencias..... | 13 |
| 1.5.1. | Disposiciones legales y normas aplicadas..... | 13 |
| 1.5.2. | Bibliografía..... | 14 |
| 1.6. | Análisis del problema..... | 15 |
| 1.6.1. | Definición del problema..... | 15 |
| 1.6.2. | Alcance..... | 15 |
| 1.7. | Alternativas y selección de la solución..... | 16 |
| 1.7.1. | Descripción de alternativas..... | 16 |
| 1.7.2. | Selección de la solución | 16 |
| 1.8. | Diseño general del sistema..... | 17 |
| 1.8.1. | Requisitos del diseño..... | 17 |
| 1.8.2. | Elementos del diseño..... | 17 |
| 1.8.2.1. | Carcasa..... | 17 |
| 1.8.2.2. | Engranajes..... | 17 |
| 1.8.2.3. | Ejes | 22 |
| 1.8.2.4. | Chavetas..... | 22 |
| 1.8.2.5. | Rodamientos..... | 22 |
| 1.8.2.6. | Acoplamientos..... | 24 |
| 1.8.2.7. | Pernos y arandelas..... | 24 |
| 1.8.2.8. | Lubricación..... | 24 |
| 1.8.2.9. | Motor..... | 24 |

ÍNDICE

| | | |
|-----------|--|-----|
| 1.9. | Diseño de detalle de los elementos..... | 27 |
| 1.9.1. | Carcasa..... | 27 |
| 1.9.2. | Engranajes..... | 28 |
| 1.9.2.1. | Etapas 1..... | 28 |
| 1.9.2.2. | Etapas 2..... | 29 |
| 1.9.2.3. | Etapas 3..... | 29 |
| 1.9.3. | Ejes..... | 30 |
| 1.9.4. | Chavetas..... | 31 |
| 1.9.5. | Rodamientos..... | 32 |
| 1.9.6. | Acoplamientos..... | 33 |
| 1.9.7. | Pernos y arandelas..... | 33 |
| 1.9.8. | Lubricación..... | 34 |
| 1.9.9. | Motor..... | 35 |
| 1.10. | Manual de montaje..... | 36 |
| 1.11. | Conclusiones y trabajos futuros..... | 37 |
| 1.12. | Anexos a la memoria..... | 38 |
| 1.12.1. | Cálculos..... | 38 |
| 1.12.1.1. | Carcasa..... | 38 |
| 1.12.1.2. | Engranajes..... | 39 |
| 1.12.1.3. | Ejes..... | 58 |
| 1.12.1.4. | Chavetas..... | 84 |
| 1.12.1.5. | Rodamientos..... | 86 |
| 1.12.1.6. | Acoplamientos..... | 98 |
| 1.12.1.7. | Pernos y arandelas..... | 99 |
| 1.12.1.8. | Método de jerarquías analíticas..... | 101 |
| 1.12.2. | Informes y anexos de seguridad e higiene..... | 104 |
| 1.12.2.1. | Informe de estudio de cargas sobre la carcasa..... | 104 |
| 1.12.2.2. | Anexo de seguridad e higiene en el montaje..... | 117 |

1.1. INTRODUCCIÓN

1.1.1. EMPRESA PROMOTORA

CICOGRES S.A. es una empresa pionera del sector de la cerámica. La empresa está ubicada en la localidad de Vilafames, un municipio del interior de la provincia de Castellón. La empresa posee mas de 25 años de experiencia en la fabricación de productos cerámicos.



Imagen 1. Fachada empresa promotora.

CICOGRES S.A. es una empresa que ha ido creciendo desde los últimos años hasta ahora, ampliando su mercado en la exportación internacional.

Actualmente la empresa colabora con diferentes instituciones y asociaciones para contribuir con su labor social.

La empresa colabora con eventos deportivos, como el equipo de fútbol municipal o las distintas carreras que se realizan en el municipio.

Colabora también en la enseñanza, con la Fundación Universidad Jaume I para mayores en la universidad Jaume I de Castellón.

En el campo de la investigación, colabora con otras empresas como XAAR.

También realizan labores humanitarias con la Fundación Vicente Ferrer, que se dedica a la construcción de viviendas en la aldea de Mallapuram en la India.

1.1.2. EL PROCESO DE PRODUCCIÓN EN LA INDUSTRIA DE LA CERÁMICA

El proceso de producción en la industria de la cerámica es largo. Requiere de muchos pasos desde que se obtiene la materia prima hasta que produce el producto final elaborado.

La producción de productos cerámicos viene dada por los procesos a seguir, representados en la figura 1:

a) Obtención y almacenamiento de las materias primas:

Se obtienen las materias primas como son los áridos y la arcilla, y se almacenan para su posterior uso.

b) Molienda

Para la utilización de la materia prima, primero se debe realizar unos tratamientos para adecuar y purificar el material base del cual se va a partir.

Se utiliza un molino que se encarga de moler la materia prima. Este permite descomponer el material en partículas pequeñas, adecuándolo así para su posterior utilización. Este proceso permite también retirar las impurezas que se puedan localizar en la materia prima. Estas impurezas provienen de la fuente de la materia prima.

La molienda se puede realizar por dos medios:

1.- Vía Seca. La materia prima se muele sin añadir ningún tipo líquido. Esto permite la obtención de un porcentaje importante de partículas finas. Este proceso se utiliza en materias primas duras y menos tenaces.

2.- Vía húmeda o semi-húmeda. La materia prima se muele añadiéndole algún líquido, normalmente agua. Esto permite la obtención de una pasta homogenea de agua y materia prima. Este proceso se utiliza en materias primas blandas y tenaces.

c) Mezcla

Una vez obtenida la materia prima purificada, se requiere de una materia homogenea, y a veces aditivada.

Para eso se mezcla la materia prima purificada y los aditivos. De esta forma, se obtiene una mezcla homogenea de materia, lista para ser transformada en el producto deseado.

d) Conformado

En este proceso, la mezcla homogenea de material se transforma en el producto deseado, ya sean baldosas, tejas, ladrillos, etc.

Este proceso de conformado se realiza en dos pasos:

1.- Amasado:

Este proceso consiste en añadir humedad a la mezcla homogenea, para que se pueda mantener unida cuando se trabaja con ella. Para el control de la humedad en la mezcla, se añade agua en estado liquido o gaseoso. En este momento del proceso, se puede añadir también aditivos o colorantes.

2.- Moldeo:

Este proceso consiste en moldear el material amasado, dándole la forma deseada.

El proceso de moldeo se puede realizar de diferentes formas:

- Moldeo manual: se realiza el moldeaje de forma manual. Son característicos de este tipo de moldeo la cerámica artística y la ladrillera.
- Tornos cerámicos: se realiza el moldeaje mediante un torno de alfarero. Son característicos de este tipo de moldeo la cerámica artística y vajillas.
- Colada: consiste en verter el material amasado en un molde, tomando esta así, la forma del molde. Son característicos de este tipo de moldeo la loza sanitaria.
- Extrusión: consiste en empujar el material amasado a través de un troquel con la sección transversal deseada. Es característico de este tipo de moldeo la ladrillera.
- Prensado en seco: consiste en verter el material amasado en una prensa con un molde, y aplicar presión hasta conseguir la forma deseada. Son característicos de este tipo de moldeo las baldosas, los azulejos, los refractarios, vajillas y piezas especiales.
- Prensado en semi-seco: se realiza en el mismo proceso que en el prensado en seco, pero aplicando vapor. Son característicos de este tipo de moldeo las baldosas y los azulejos.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

e) Secado

Una vez el material ya tiene la forma deseada, se debe realizar el proceso de secado. Para eso se deposita las piezas en una zona de secado para eliminar la humedad. El secado se puede realizar mediante dos formas:

- 1.- Secado natural: se utiliza el aire o los gases de enfriamiento del horno, para secar las piezas.
- 2.- Secado artificial: se utiliza gases producidos mediante procesos de combustión, para secar las piezas.

f) Cocción

La cocción es la fase más importante y delicada del proceso de fabricación de productos cerámicos. En este proceso consiste en introducir el material en el horno, confiriéndole así a la pieza las propiedades deseadas.

g) Preparación y almacenamiento

Una vez las piezas ya están terminadas, se preparan para su venta y distribución. Para eso las piezas se embalan y se distribuyen en cajas y se almacenan hasta la hora de su distribución.

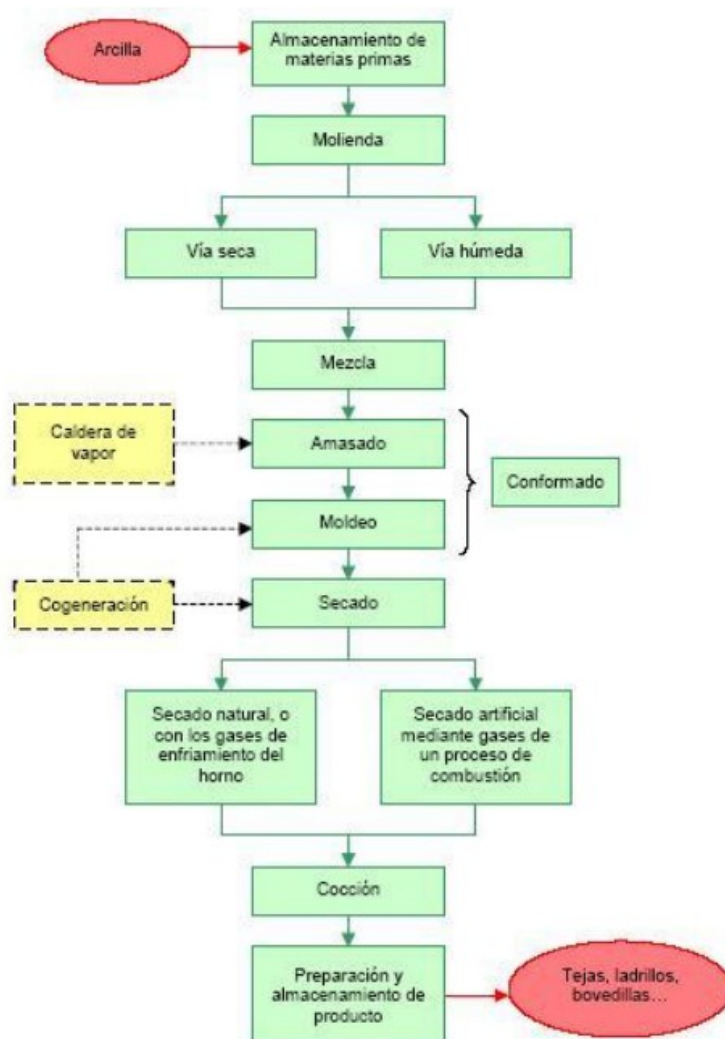


Figura 1. Diagrama de procesos en la producción de productos cerámicos.

Fuente: Prevención de la contaminación en el sector cerámico estructural, Editor: Centro de Actividad Regional para la Producción Limpia, 2006.

1.2. ANTECEDENTES

1.2.1. ANTECEDENTES EN LA EMPRESA

CICOGRES S.A. es una empresa que ha sabido crecer y mantenerse con los años, incluso con los años de recesión económica.

Durante estos años de recesión, la industrial de la cerámica ha sufrido un descenso notable en la demanda de sus productos. Esto produjo que muchas empresas de la zona, se vieran evocadas al cierre.

La empresa promotora supo aprovechar esta ocasión y captó los clientes y clientes potenciales, que las empresas en quiebra dejaron. Así fue como, la empresa, se pudo mantener durante la época de recesión e incluso ampliar su producción.

En el verano anterior, la empresa construyó, junto a la empresa Pavasal S.A., un almacén ubicado en Castellón, donde almacena el stock producido.

La empresa empezó con dos líneas de producción, pero con los años y el aumento de la demanda, ha ampliado su producción en dos líneas más.

Con la visión en el próximo trimestre, la empresa esta considerando ampliar en dos sus líneas de producción, lo que requeriría más maquinaria para poder atender la demanda.

1.2.2. PROYECTOS ANTERIORES

CICOGRES S.A. empezó como una empresa familiar. Como tal, la empresa desarrolló, en base a la producción en dos líneas. Estas líneas producirían tanto porcelánico de 60x60 mm y 60x30 mm, como gres de 60x60 mm y 45x45 mm.

Para esta producción, la empresa proyectó una fábrica con capacidad para un molino, una mezcladora, una amasadora, dos prensas, una sala de secado, un horno, varios sistemas de cintas transportadoras y un almacén.

Con el aumento de la demanda y la renovación de los productos que la empresa quería ofrecer, se ampliaron las líneas de producción en dos. La empresa produjo unas nuevas gamas de tamaño para porcelánico y la introducción en su catálogo del revestimiento. Los nuevos tamaños introducidos en la producción de porcelánicos fueron de 60x120 mm, 20x120 mm y 15x90 mm. En cuanto al revestimiento, se crearon paneles de 25x75 mm y 20x50 mm.

Para poder realizar este aumento en la producción, se realizaron diferentes cambios en la fábrica. Se instalaron dos prensas, varios sistemas de cintas transportadoras. Se ampliaron también la sala de secado y el horno.

Para almacenar el stock producido, también se construyó un nuevo almacén en las afueras de la ciudad de Castellón.

1.3. OBJETO DEL PROYECTO

1.3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

Con el motivo de la ampliación de la empresa y la introducción al mercado de un producto nuevo, la empresa promotora ha decidido ampliar de nuevo sus líneas de producción el dos.

Para ello necesita ampliar sus instalaciones. Así pues va a incorporar en sus líneas de producción, un molino, una mezcladora, una amasadora, dos prensas y nuevas líneas de cintas transportadoras.

Para cada uno de los elementos que se van a instalar, se consulta con diferentes ingenieros para que aporten la solución técnica mas adecuada.

En este proyecto en particular, se desea el diseño del sistema de accionamiento de la mezcladora que se va a instalar. Los diferentes elementos del sistema de accionamiento se describirán en el apartado 1.8.2. Elementos del diseño.

El departamento de inversión estimo la obtención de una mezcladora con las siguientes características:

- Potencia de entrada: 7,5 kW
- Velocidad de entrada: 250 rpm

1.3.2. JUSTIFICACIÓN

El diseño de un sistema de accionamiento de una máquina industrial es un gran reto para un ingeniero.

En el ámbito profesional, grupos de ingenieros se dedican exclusivamente a la elaboración de proyectos de este carácter.

Elaborando un proyecto como el que se va a describir, el ingeniero tiene de ser capaz de poner en práctica todos los conocimientos adquiridos.

Los conocimientos que posee un ingeniero mecánico, son los idóneos para la elaboración de este proyecto.

El sistema de accionamiento de una máquina se compone fundamentalmente de dos elementos:

- 1.- El sistema de propulsión: Elemento que aportará la energía al sistema.
- 2.- La transmisión: Elemento que transmitirá la energía del sistema de propulsión a la máquina.

En el siguiente documento se realizará un estudio sobre estos elementos y se definirán los componentes de estos elementos.

1.4. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

1.4.1. DEFINICIONES

| | |
|----------|---|
| A | Constante |
| a | Constante, distancia |
| a_1 | Coefficiente de fiabilidad |
| a_2 | Coefficiente de material |
| a_3 | Coefficiente de material |
| B | Constante, distancia |
| b | Anchura de cara |
| b_c | Anchura de cara a contacto |
| b_f | Anchura de cara a flexión |
| C | Carga equivalente aplicada en el rodamiento, distancia |
| C_0 | Carga estática equivalente aplicada en el rodamiento |
| c_e | Factor de ajuste del montaje |
| c_{ma} | Factor de alineamiento de engranamiento |
| c_{me} | Factor de coronamiento |
| c_{pf} | Factor de ancho de cara |
| c_{pm} | Factor de montaje |
| d | Diámetro |
| d_{in} | Diámetro en pulgadas |
| E | Modulo de elasticidad longitudinal |
| e | Relación de transmisión, relación de fuerzas en los rodamientos |
| F | Fuerza, ancho de cara en pulgadas |
| F_1 | Factor de servicio |
| F_2 | Factor de tiempo de servicio |
| F_3 | Factor de temperatura de servicio |
| F_4 | Factor de operación de servicio |
| F_a | Fuerza axial |
| F_r | Fuerza radial |
| F_{a0} | Fuerza axial teórica |
| F_{r0} | Fuerza radial teórica |
| F'_a | Fuerza axial con corrección de carga |
| F'_r | Fuerza radial con corrección de carga |
| f_s | Factor de corrección de acoplamiento |
| f_w | Factor de corrección de carga |
| G | Modulo de elasticidad transversal |
| H | Potencia |
| H_e | Potencia de entrada |
| H_m | Potencia del motor |
| h | Altura |
| HB | Dureza Brinell |
| I | Momento de inercia longitudinal, intensidad |
| i | Vector unitario en la dirección x |
| I_m | Momento de inercia en masa |
| J | Momento de inercia transversal |
| j | Vector unitario en la dirección y |
| k | Rigidez |
| k | Vector unitario en la dirección z |
| K_0 | Factor de sobrecarga |
| K_b | Factor de espesor de borde |
| K_h | Factor de distribución de carga |
| K_s | Factor de tamaño |
| K_v | Factor dinámico |
| k_a | Factor de superficie |
| k_b | Factor de tamaño |
| k_c | Factor de carga |
| k_d | Factor de temperatura |

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

| | |
|-----------|---|
| k_e | Factor de fiabilidad |
| k_f | Factor de incremento de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas |
| k_{fs} | Factor de incremento de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas |
| k_t | Factor de concentración de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas |
| k_{ts} | Factor de concentración de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas |
| k_f' | Factores diversos |
| l | Longitud, distancia |
| L_h | Vida en horas |
| L_{MR} | Vida en millones de rotaciones |
| L_{MR}' | Vida en millones de rotaciones corregida |
| M | Momento flector |
| m | Masa |
| m_g | Relación diametral de engranajes. |
| m_n | Modulo normal |
| m_t | Modulo transversal |
| N | Numero de dientes, numero de rotaciones |
| n | Velocidad angular en rpm |
| P | Carga estática equivalente |
| p | Distancia |
| P_0 | Carga dinámica equivalente |
| P_t | Paso diametral tangencial |
| p_t | Paso tangencial |
| p_x | Paso axial |
| q | Sensibilidad a la entalla a flexión |
| Q_v | Grado de precisión de engranaje |
| q_s | Sensibilidad a la entalla a torsión |
| R | Fiabilidad |
| r | Radio, radio de hendidura de entalla, radio de ranura de chaveta |
| R_n | Fuerza de resistencia normal |
| R_x | Fuerza de resistencia en el eje x |
| R_y | Fuerza de resistencia en el eje y |
| R_z | Fuerza de resistencia en el eje z |
| S_e | Tensión máxima a flexión corregida |
| S_f | Factor de seguridad del proyecto a tensiones de flexión |
| S_h | Factor de seguridad del proyecto a tensiones de contacto |
| S_{ut} | Tensión máxima a contacto medida en laboratorio |
| S_y | Tensión máxima a flexión admitida |
| S_e' | Tensión máxima a flexión |
| T | Par de fuerzas, distancia |
| t | Espesor |
| T_e | Par de fuerzas de entrada |
| T_f | Temperatura de funcionamiento |
| T_m | Par de fuerzas medio |
| T_s | Par de fuerzas de salida |
| T_{e0} | Par de fuerzas de entrada teórico |
| T_{s0} | Par de fuerzas de salida teórico |
| T_e' | Par de fuerzas de entrada con corrección de factor de seguridad |
| T_s' | Par de fuerzas de salida con corrección de factor de seguridad |
| u | Desplazamiento |
| V | Volumen |
| v_t | Velocidad tangencial |
| W | Peso |
| W_a | Fuerza axial, componente axial de la fuerza |
| W_n | Fuerza normal, componente normal de la fuerza |

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

| | |
|------------------|--|
| W_t | Fuerza tangencial, componente tangencial de la fuerza |
| W_r | Fuerza radial, componente radial de la fuerza |
| W_u | Peso unitario |
| X | Factor de carga radial |
| x | Coordinada, distancia |
| Y | Factor de carga axial |
| y | Coordinada |
| Y_0 | Factor de carga axial estática |
| Y_1 | Factor de carga axial dinámica |
| Y_j | Factor geométrico para la resistencia a las tensiones de flexión o de Lewis |
| Y_n | Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a flexión |
| Y_z | Factor de fiabilidad |
| Y_θ | Factor de temperatura |
| z | Coordinada |
| Z_e | Coeficiente elástico |
| Z_i | Factor geométrico para la resistencia a la formación de cavidades. |
| Z_n | Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a la formación de cavidades |
| Z_r | Factor de condición de carga |
| Z_w | Factor de dureza |
| π | Numero pi |
| η | Rendimiento |
| ρ | Densidad |
| σ_c | Tensión de contacto |
| $\sigma_{c,all}$ | Tensión admisible de fatiga a contacto |
| σ_f | Tensión de flexión |
| $\sigma_{f,all}$ | Tensión admisible de fatiga a flexión |
| σ_{fp} | Resistencia a tensiones de flexión |
| σ_{hp} | Resistencia a tensiones de contacto |
| ψ | Angulo de hélice |
| ω | Velocidad angular |
| ω_n | Frecuencia natural |
| ϕ_n | Angulo de presión normal |
| ϕ_t | Angulo de presión transversal |
| ϑ | Módulo de Poisson |

1.4.2. ABREVIATURAS

| | |
|------|--|
| AGMA | <i>American Gear Manufacturers Associations</i> |
| AISI | <i>American Iron and Steel Institute</i> |
| API | <i>American Petroleum Institute</i> |
| DIN | <i>Deutsches Institut für Normung</i> |
| EN | <i>European Norm</i> |
| ISO | <i>International Organization for Standarization</i> |
| RD | <i>Real Decreto</i> |
| SAE | <i>Society of Automotive Engineers</i> |
| UNE | <i>Una Norma Española</i> |

1.5. NORMAS Y REFERENCIAS

1.5.1. DISPOSICIONES LEGALES, NORMAS Y RECOMENDACIONES APLICADAS

- Marcado 2006/42/CEE
- Norma ISO R774 – DIN 6887 para el diseño de las chavetas.
- Norma UNE 20113-14 para máquinas eléctricas rotativas.
- Norma SAE-AISI 1030 para la fabricación de los ejes.
- Clasificación SAE-API selección de lubricante.
- ISO 12100 para seguridad en máquinas.
- EN 60204-1 para la seguridad de máquinas eléctricas.
- Ley 31/1995, de 8 de noviembre para la prevención de riesgos laborales.
- REAL DECRETO 39/1997, de 17 de enero para la prevención de riesgos laborales.
- REAL DECRETO 486/1997, de 14 de abril para seguridad en el lugar de trabajo.
- REAL DECRETO 1435/1992, de 27 de noviembre para la seguridad de máquinas.
- REAL DECRETO 1215/1997, de 18 de julio para equipos de trabajamos en máquinas.
- REAL DECRETO 1644/2008, de 10 de octubre para la comercialización y la puesta en servicio de máquinas.
- REAL DECRETO 614/2001, de 8 de junio para la protección de riesgos eléctricos.
- REAL DECRETO 773/1997, 30 de mayo para la utilización de equipos de protección individual.
- REAL DECRETO 485/1997, 14 de abril para la utilización de señalizaciones.
- REAL DECRETO 286/2006, de 10 de marzo para requisitos mínimos de luminosidad y protección contra vibraciones.
- REAL DECRETO 783/2001, de 6 de julio para la protección de radiaciones ionizantes
- REAL DECRETO 1066/2001, de 28 de septiembre para la protección de radiaciones no ionizantes.
- REAL DECRETO 374/2001, de 6 de abril para la protección de riesgos químicos.
- REAL DECRETO 664/1997, de 12 de mayo para la protección de riesgos biológicos.
- Seguimiento de las recomendaciones de la AGMA para el diseño de engranajes
- Seguimiento de las recomendaciones de la empresa NSK para la selección de los rodamientos.
- Seguimiento de las recomendaciones de la empresa Vulcan para la selección de los acoplamientos.
- Normas y disposiciones legales reflejadas en el pliego de condiciones.

1.5.2. BIBLIOGRAFÍA

BUDYNAS R. G.; BISBETT J. K. (2008): *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 8ª ed., McGraw-Hill, New York.

SANCHEZ MARIN F. T.; PÉREZ GONZÁLEZ A.; SANCHO BRU J. L.; RODRIGUEZ FERNANDEZ P. J.(2011): *Mantenimiento Mecánico de Máquinas*, 2ª ed., Universitat Jaume I, Castellón de la Plana.

ULLMAN, D.G.(2003); *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill, New York.

RAO, S.S. (2003); *Mechanical Vibrations*, 4ª ed., Prentice Hall, New Jersey.

STEMMER, C.E. (1974); *Projeto e Construção de Máquinas: Regras Gerais de Projeto*, Globo, Porto Alegre.

CHAPMAN, S.J. (2013); *Fundamentos de Máquinas Eléctricas*, 5ª de., McGraw-Hill, New York.

Catálogos:

- Catálogo completo Opac S.L., Ed. 2015, pag. 185
- Catálogo general NKS, Ed. 2015, pag. B 118 a B 121
- Catálogo Vulcan, Nor-mex plus, Ed. 2015, pag. 10
- Catálogo Cosgra S.A., motors Cimes, Ed. 3ª (2015), pag. 14
- Catálogo URSSA Info-técnica, Ed. 2015, pag. 39

1.6. ANÁLISIS DEL PROBLEMA

1.6.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Para atender al objetivo del proyecto, se desea diseñar el sistema de accionamiento de la mezcladora. Para diseñar el sistema de accionamiento, primero se definen las funciones que se deben realizar para el correcto funcionamiento del sistema.

El sistema estará dividido en diferentes subsistemas como muestra la figura 2, donde se observa el objeto de diseño del proyecto.

- a) Un sistema de propulsión. Este dotara al sistema con la energía mecánica necesaria para hacer funcionar la mezcladora.
- b) Un sistema de transmisión. Este transmitirá la potencia desde el sistema de propulsión al sistema de mezclado. Este elemento también reducirá la velocidad que proporcione el sistema de propulsión, para que la mezcladora funcione correctamente.
- c) Un sistema de actuación. El sistema está compuesto por la mezcladora. La mezcladora se encargara de mezclar los áridos para su posterior utilización.

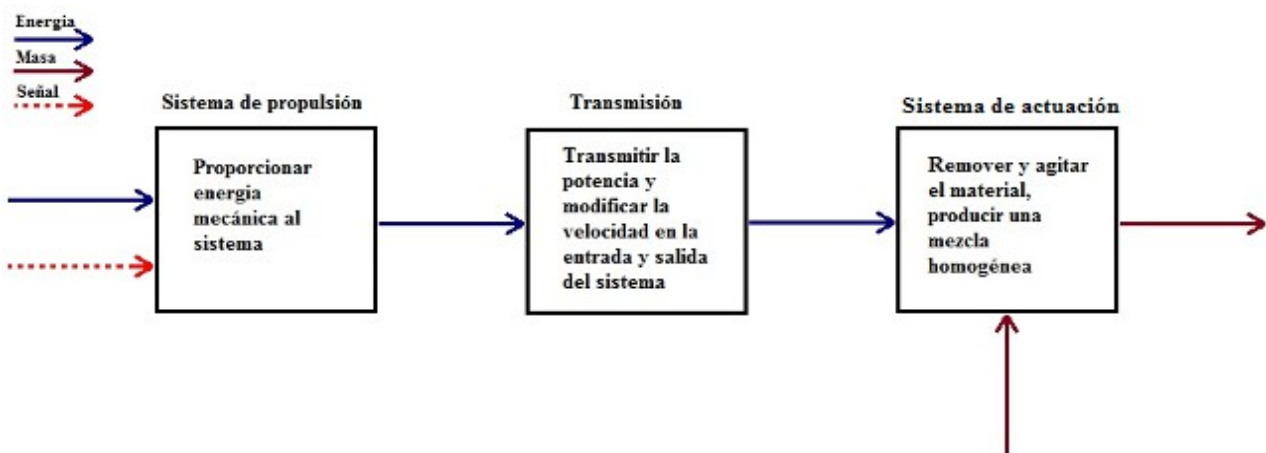


Figura 2. Diagrama de funciones del sistema

Con estas funciones definidas, solo queda seleccionar los elementos que realicen cada una de las funciones.

1.6.2. ALCANCE

El alcance de este proyecto se basará en la selección del tipo de motor para el sistema de accionamiento. Se dimensionará los diferentes elementos principales de la transmisión, ya sea los engranajes, poleas o cadenas. Se considerarán los diferentes elementos de composición del sistema de transmisión, como la carcasa, ejes, chavetas, rodamientos, acoplamientos, pernos y arandelas. Se seleccionara el tipo de lubricante utilizado para los diferentes elementos del sistema de transmisión y el sistema de lubricación.

1.7. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN

1.7.1. DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para cada una de las funciones anteriormente citadas, se van a exponer diferentes alternativas de los elementos que pueden realizar dicha función.

a) Sistema de accionamiento:

Para dotar al sistema de energía mecánica, se requerirá de un motor. El motor aportará potencia y velocidad de rotación al sistema. Para ello existen dos opciones principales y sus subclases:

1.- Motor eléctrico:

- Motor de inducción o asíncrono.
- Motor síncrono.
- Motor de corriente continua.

2.- Motor de combustión interna:

- Motor ciclo Diésel (2 y 4 tiempos)
- Motor ciclo Otto (2 y 4 tiempos)

La descripción detallada de los tipos de motores se encuentra en el anexo 1.8.2.9. Motores

b) Transmisión:

Para poder satisfacer las condiciones de transmisión del proyecto existen tres alternativas viables:

1.- Transmisión por engranajes.

2.- Transmisión por cadena.

3.- Transmisión por poleas.

La descripción detallada de estos elementos viene dada en el anexo 1.12.1.8. Método de las jerarquías analíticas.

c) Sistema de actuación:

Este sistema estará compuesto por la mezcladora industrial.

1.7.2. SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN

Para realizar la selección de la solución óptima, se procederá a utilizar el método de las jerarquías analíticas. La descripción y desarrollo de este método viene dado en el anexo 1.12.1.8. Método de las jerarquías analíticas.

Para la realización de dicho método se consideraron los siguientes parámetros, por orden de importancia:

1º Rendimiento: parámetro que relaciona la potencia de entrada, con la potencia de salida del sistema o elemento.

2º Mantenimiento: factor que refleja el numero de inspecciones que le deben realizar al sistema o elemento, para su correcto funcionamiento.

3º Autonomía: factor que refleja el numero de ciclos que realiza el sistema o elemento, sin que requiera de ningún recambio o abastecimiento.

4º Potencia: parámetro que relaciona la velocidad y el par de fuerzas de un sistema o elemento.

Una vez realizado el estudio se concluye:

a) La selección del motor de inducción, al ser la solución óptima.

b) La selección de transmisión por engranajes, al ser la solución óptima.

1.8. DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA

1.8.1. REQUISITOS DEL DISEÑO

De la mezcladora obtenida, se obtiene los siguientes datos de la ficha técnica:

- Potencia requerida por la máquina: 7,5 kW.
- Velocidad de entrada de la mezcladora: 250 rpm.

La empresa promotora desea que el diseño cumpla los requisitos siguientes:

- Fiabilidad: 95%
- Factor de seguridad: 2
- Vida especificada: 10^9 ciclos del eje motor.
- Temperatura de funcionamiento por debajo de 80°C.

Parámetros elegidos por el ingeniero proyectista, para una solución óptima del proyecto:

- Velocidad de salida del motor: 2500 rpm.
- Selección mas conservadora en términos de elección de constantes facilitadas en tablas o gráficos.

1.8.2. ELEMENTOS DEL DISEÑO

1.8.2.1. CARCASA

La carcasa es el elemento que sustentará el sistema y lo protegerá. Este elemento puede estar diseñado con varios rasgos que modifiquen sus propiedades mecánicas.

Los parámetros principales de la carcasa son:

- a) Tipo de carcasa.
- b) Dimensiones de la carcasa.
- c) Material.

1.8.2.2. ENGRANAJES

Este mecanismo consiste en ruedas dentadas, que tienen contacto directo entre sí, mediante los dientes.

Los parámetros principales de los engranajes son:

- a) Tipo de engranaje.

Los engranajes se pueden dividir en dos grandes clases, interiores o exteriores.

1.- Los engranajes interiores: tiene los dientes salientes hacia el interior del engranaje. Engranaje I de la imagen 2.

2.- Los engranajes exteriores: tiene los dientes salientes hacia la periferia del engranaje. Engranaje II de la imagen 2.

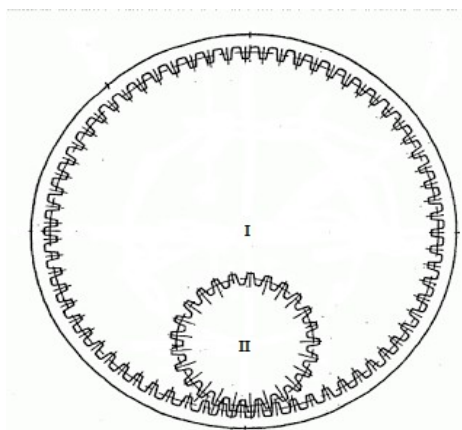


Imagen 2. Engranaje interior y exterior.

Existen también, diferentes modalidades de engranajes:

1.- Cilíndricos: Estos engranajes son formados a partir de cilindros. La superficie exterior o interior del cilindro se mecaniza formando los dientes. Existen dos tipos de engranajes cilíndricos dependiendo de la forma de los dientes.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

- Engranajes cilíndricos de dientes rectos: tienen los dientes paralelos al perfil del cilindro. Este tipo de engranajes solo se pueden utilizar para ejes paralelos y alineados.
 - Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales: tienen los dientes inclinados, respecto al perfil del cilindro. Este tipo de engranajes solo se pueden utilizar para ejes paralelos, alineados o no.
- Las imágenes 3 y 4 muestran una comparativa entre los engranajes cilíndricos de dientes rectos y dientes helicoidales.



Imagen 3. Engranajes cilíndricos de dientes rectos.



Imagen 4. Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

2.- Cónicos: Estos engranajes son formados a partir de troncos de cono. Este tipo de engranajes se utilizan para engranajes perpendiculares o con ángulo. Igual que con los engranajes cilíndricos, se pueden clasificar dependiendo la forma de los dientes:

- Engranajes cónicos de dientes rectos: tienen los dientes en dirección radial. Las rectas de los dientes tienen el centro del engranaje como el punto de unión.
- Engranajes cónicos de dientes helicoidales o espirales: tienen los dientes oblicuos. Los dientes forman una curva en forma de espiral.

Las imágenes 5 y 6 muestran una comparativa entre los engranajes cónicos de dientes rectos y dientes helicoidales.

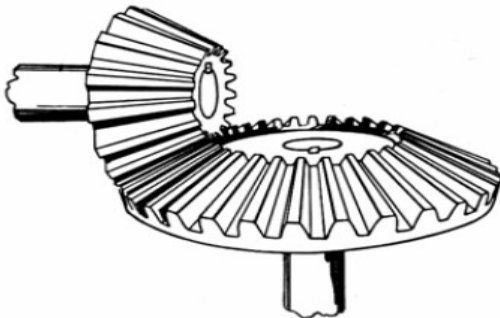


Imagen 5. Engranajes cónicos de dientes rectos.

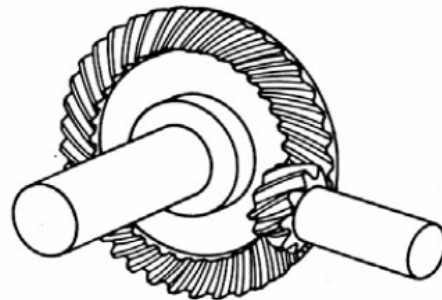


Imagen 6. Engranajes cónicos de dientes helicoidales.

Existe un engranaje cónico especial llamado hipoide (imagen 7). Este tipo de engranajes permite la transferencia de movimiento entre ejes descentrados. Este tipo de engranajes son engranajes cónicos helicoidales.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA



Imagen 7. Engranaje cónico hipoide.

3.- Cremallera: Estos engranajes son engranajes planos. Se consideran de radio infinito. Permite la transformación del movimiento circular en lineal y viceversa. La imagen 8 muestra una representación gráfica de este tipo de engranajes.

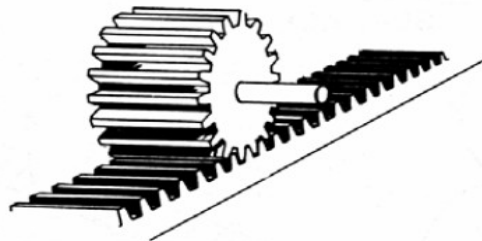


Imagen 8. Engranaje cremallera.

4.- Sin fin-corona: Estos engranajes están compuestos por un tornillo sin fin y una corona. Los tornillos sin fin son engranajes con un radio muy pequeño y un número de dientes reducido. La corona es un engranaje cilíndrico, con tres variedades de perfil de diente diferentes, como se muestra en la imagen 9:

- Trapezoidal: El diente tiene forma de trapecio. Perfil I de la imagen 9.
- Envolute: El diente tiene forma convexa. Perfil II de la imagen 9.
- Cóncava: El diente tiene forma convexa. Perfil III de la imagen 9.

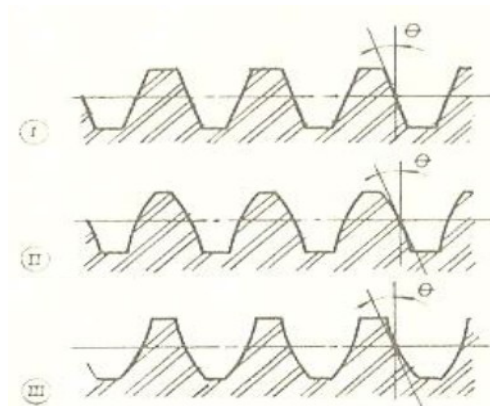


Imagen 9. Tipos de perfil de los dientes de coronas.

Este tipo de engranajes permite la reducción drástica de velocidad en una etapa. Tiene grandes pérdidas de potencia por fricción. Tiene un único sentido de giro, de la corona hacia el tornillo, a causa del rozamiento. La imagen 10 muestra este tipo de engranajes.

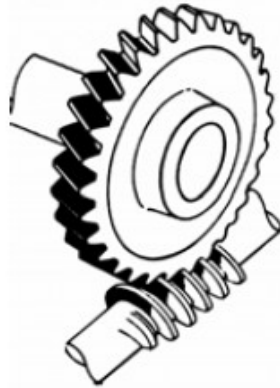


Imagen 10. Engranaje sin fin-corona

b) Ángulo de presión normal.

El contacto entre los dientes de los engranajes se produce en cada instante en un punto. La línea de presión es la línea que se genera al unir todos los puntos de contacto entre los engranajes. Esta línea indica la dirección en la que actúa la fuerza entre los engranajes.

El ángulo de presión normal es el ángulo entre la línea de presión normal y la línea de unión entre los centros de los engranajes, en el punto de intersección de ambas, como muestra la imagen 11.

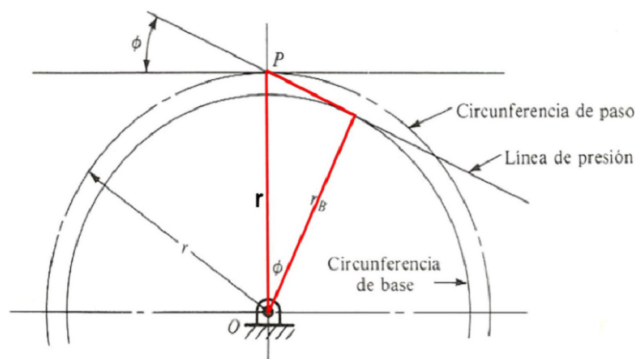


Imagen 11. Obtención del ángulo de presión.

c) Ángulo de hélice.

Es el ángulo de inclinación de los dientes respecto del eje de los engranajes helicoidales. Este ángulo está representado como ψ , en la imagen 12.

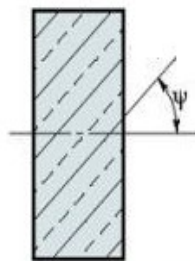


Imagen 12. Ángulo de hélice.

d) Número de dientes.

Es el número de dientes que posee cada engranaje.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

e) Diámetro primitivo.

Es el diámetro nominal del engranaje, definido la circunferencia primitiva. La circunferencia primitiva es la circunferencia de contacto de los dientes. En la imagen 13, se puede observar la localización del diámetro primitivo, y varias definiciones de parámetros del diente de los engranajes.

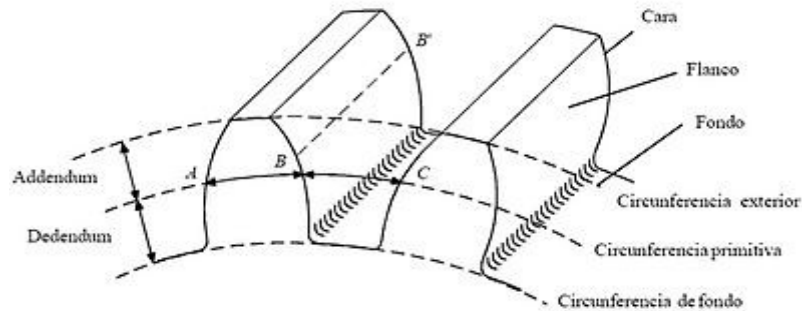


Imagen 13. Detalle periferia de engranaje.

f) Módulo normal.

Es la relación que existe entre el diámetro primitivo y el número de dientes. Varios engranajes serán conjugados si tienen el mismo módulo normal. Para que dos engranajes puedan actuar como tal entre sí, tienen que ser conjugados.

g) Tipo de perfil del diente.

Es la curva que se utiliza para describir la forma del diente. Existen dos tipos principales de perfil de diente, dependiendo de la curva utilizada:

- 1.- Curva envolvente: la curva de involuta es la que define el perfil lateral del diente, representada en la imagen 14.
- 2.- Curva cicloidal: la curva que define el perfil lateral es una cicloide, representada en la imagen 15.

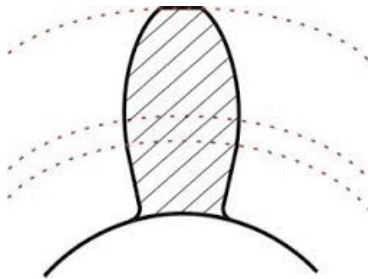


Imagen 14. Perfil envolvente

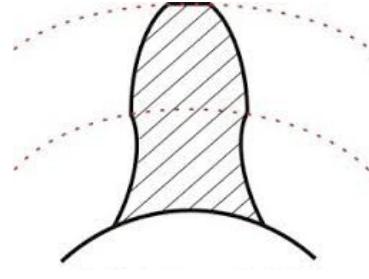


Imagen 15. Perfil cicloidal

El tipo de diente definirá la forma del engrane. El tipo de conjugamiento dependiendo el tipo de diente se muestra en la imagen 16. El perfil a) se refiere a los dientes cicloidales y el perfil b) a los dientes envolventes.

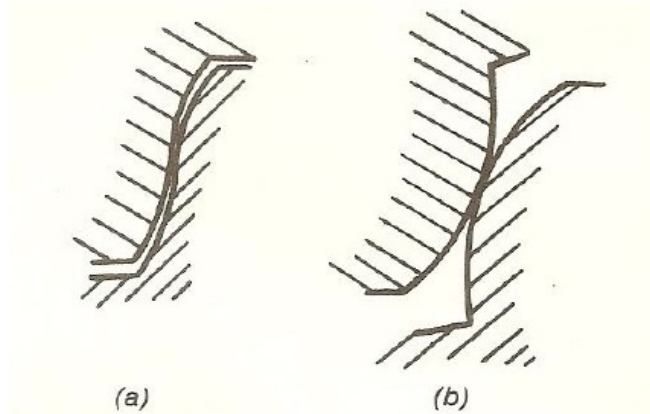


Imagen 16. Engrane de los perfiles cicloidales y envolventes, respectivamente.

h) Anchura de cara.

Hace referencia al espesor del engranaje.

i) Material.

Es el material del cual está fabricado el engranaje. El material definirá características físicas imprescindibles para su dimensionamiento.

1.8.2.3. EJES

Los ejes son elementos rodantes que transmiten velocidad y par de rotación.

Los parámetros principales de los ejes son:

- a) Diámetro.
- b) Longitud.
- c) Rasgos de chaveta y rodamientos.
- d) Material.

1.8.2.4. CHAVETAS

Las chavetas son elementos sólidos que fijan los engranajes a los ejes.

Los parámetros principales de las chavetas son:

- a) Tipo de chaveta y referencia.
- b) Dimensiones de la chaveta.

1.8.2.5. RODAMIENTOS

Los rodamientos son elementos que unen el eje a la carcasa. Este tipo de elementos permite la fijación del eje, pero permitiendo su rotación. El sistema consiste en elementos rodantes situados entre dos anillos. Estos dos anillos están introducidos a presión y no permite su desmontaje. Estos anillos están diseñados con una pista interior. Esta pista permite que los elementos rodantes se deslicen. Los elementos rodantes están conectados entre sí mediante una jaula o red. Existen diferentes tipos de rodamientos, según el tipo de elementos rodantes:

a) Rodamientos radiales:

También llamados de bolas. En este tipo de rodamientos, los elementos rodantes están compuestos por esferas o bolas.

Solo son capaces de soportar carga radial.

b) Rodamientos cilíndricos:

En este tipo de rodamientos, los elementos rodantes están compuestos por cilindros.

Son capaces de soportar carga radial, y axial de poca magnitud.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

c) Rodamientos esféricos:

En este tipo de rodamientos, los elementos rodantes están compuestos por cilindros con la cara lateral esférica.

Son capaces de soportar carga radial, y axial de poca magnitud.

d) Rodamientos cónicos:

En este tipo de rodamientos, los elementos rodantes están compuestos por cilindros cónicos. Otra característica de este tipo de rodamientos es que no son cerrados. En este tipo de rodamientos, se permite la separación de los anillos.

Son capaces de soportar tanto cargas axiales como radiales y combinadas.

e) Rodamientos de aguja:

En este tipo de rodamientos, los elementos rodantes están compuestos por cilindros largos y de un diámetro inferior que los rodamientos cilíndricos. Otra característica de este tipo de rodamientos es que no poseen anillo interior. La jaula retiene elementos rodantes en la pista del anillo exterior. El propio eje es quien funciona como anillo interior.

La imagen 17, muestra una representación gráfica de los tipos de rodamientos, anteriormente citados.

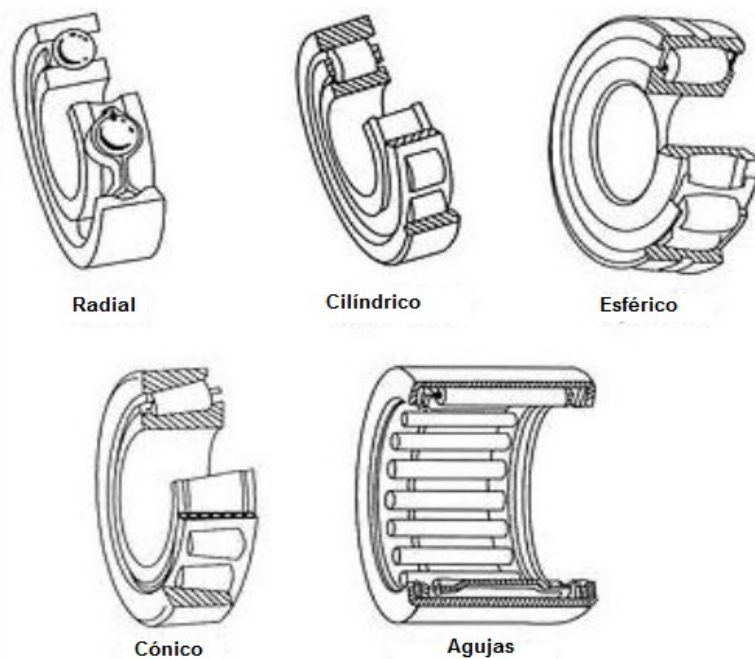


Imagen 17. Tipos de rodamientos.

Los rodamientos son elementos que requieren de una buena lubricación para su correcto funcionamiento y vida útil proyectada.

Existen rodamientos blindados, los cuales consisten en rodamientos autolubricados. Este sistema consiste en la introducción de lubricante en el interior de los anillos y su posterior sellado. El sellado se realiza mediante la adhesión de dos anillos adicionales de goma. Estos anillos se introducen a presión entre los anillos, cerrando herméticamente la pista.

Los parámetros principales de los rodamientos son:

- a) Tipo de rodamiento y referencia.
- b) Dimensiones del anillo interior.
- c) Dimensiones del anillo exterior.
- d) Dislocamiento entre anillos.
- e) Capacidad de carga.

1.8.2.6. ACOPLAMIENTOS

Los acoplamientos son elementos que unen los diferentes ejes del sistema.

Los parámetros principales de los acoplamientos son:

- a) Tipo de acoplamiento y referencia.
- b) Dimensiones del acoplamiento.

La imagen 18 muestra una representación gráfica de los acoplamientos.

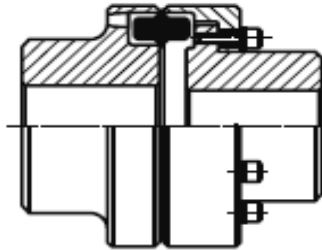


Imagen 18. Acoplamiento elástico de forma G de Nor-mex.

1.8.2.7. PERNOS Y ARANDELAS

Los pernos son elementos de unión y sujeción desmontables. Los pernos son elementos de unión roscados. Las arandelas son elementos utilizados en los sistemas de unión roscada. Estos elementos consisten en anillos o aros metálicos. Las arandelas se utilizan para resistir cargas de tensión, cargas de momentos, cargas cortantes y una combinación de estas cargas. Estos suelen estar normalizados.

Los parámetros principales de los pernos y tuercas son:

- a) Tipo perno y tuercas.
- b) Dimensiones.
- c) Material.

1.8.2.8. LUBRIFICACIÓN

La lubricación es un proceso necesario a realizar en una máquina. Los lubricante realiza varias funciones:

- 1.- Reducir la fricción y la energía de accionamiento.
- 2.- Reducir el desgaste entre los elementos.
- 3.- Disipar calor mediante convección.
- 4.- Prevenir contra la oxidación, corrosión y herrumbre.
- 5.- Prevenir contra la contaminación y el depósito de partículas sólidas.
- 6.- Amortiguar impactos.

Los parámetros principales del lubricante son:

- a) Tipo de lubricante y referencia.
- b) Propiedades del lubricante.

1.8.2.9. MOTOR

1.- Motor eléctrico:

Este tipo de motor transforma energía eléctrica en energía mecánica. Este se produce gracias a la interacción de dos campos magnéticos, producidos por la corriente que atraviesa una serie de espiras o bobinas. Existen principalmente tres tipos de motores eléctricos:

· Motor de inducción o asíncrono.

El principio de funcionamiento de este motor consiste en aplicar una tensión trifásica equilibrada en los terminales del estátor. En este, se encuentran un conjunto de bobinas desfasadas mecánicamente entre si 120 grados. Al aplicar las tensiones trifásicas en los terminales de las bobinas, estas producen corriente eléctrica. Las bobinas, al ser de un material ferromagnético, producen un campo magnético, por el paso de una corriente eléctrica. Al ser aplicada un conjunto de tensiones trifásicas equilibradas en las bobinas, una fase por cada una de las bobinas, se genera un campo magnético.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

A causa de esto, la polaridad va cambiando con el tiempo, creando así un campo magnético girante. Por otro lado, en el rotor, a causa de la tensión aplicada en el estátor, se induce una tensión. Esta tensión genera una corriente eléctrica, que crea un campo magnético girante. La interacción de los dos campos es lo que produce el movimiento, ya que el campo magnético del rotor, mas lento que el del estátor, intenta acompañar al campo magnético del estátor. La ventaja principal de este tipo de motores es que trabajan con bajo mantenimiento mecánico. Por otra lado, el inconveniente de este tipo de motor es que en régimen permanente solo funcionan a velocidad constante. Así pues, se necesita de elementos de control para regular su velocidad.

- Motor síncrono.

El principio de funcionamiento de este motor consiste en aplicar una tensión continua en el rotor de la máquina, para definir los polos en este elemento. En el estátor, al igual que en motor de inducción, se aplican tensiones trifásicas equilibradas en los terminales. Estas tensiones generan unas corrientes trifásicas equilibradas, que generan un campo magnético girante. La interacción entre estos dos campos produce el movimiento. Al girar el campo magnético del estátor, el del rotor, al tener definidos los polos, lo acompaña, girando a la misma velocidad. La ventaja principal de este tipo de motores es que trabajan con bajo mantenimiento mecánico. Por otra lado, el inconveniente de este tipo de motor es que solo funcionan en velocidad síncrona, es decir, cuando se aplica la tensión en el estátor, el rotor ya debe de estar girando a velocidad síncrona.

- Motor de corriente continua.

El principio de funcionamiento de este motor consiste en aplicar una tensión continua en el estátor, que crea un campo magnético continuo unidireccional. En el rotor, se aplica una tensión alternada en las espiras, que generan una corriente eléctrica. Debido a la ley de Lorentz, cuando la corriente que circula por las espiras interacciona con el campo magnético del estátor, se genera una fuerza sobre la espira. Esto produce que el rotor gire. Esta máquina, posee un conmutador, que produce que las corrientes en las espiras se sumen, y se orienten en el sentido que contribuya al movimiento del rotor. La ventaja principal de este tipo de motores es que posee un gran par de partida. Por otro lado, el inconveniente de este tipo de motor es que necesita de un gran mantenimiento mecánico a causa de la conmutación de las espiras.

2.- Motor de combustión interna.

Este tipo de motores, aprovecha la energía producida en la reacción de combustión de un combustible, para generar energía mecánica. El sistema esta compuesto por un mecanismo de biela-manivela. Este sistema convierte el movimiento lineal, producido por la explosión que empuja el pistón, en movimiento circular.

Existen cuatro fases que se producen en los motores de combustión interna:

- Admisión: en esta fase, el aire o la mezcla de combustible y aire, entra en la cámara de combustión.
- Compresión: en esta fase, el fluido que esta dentro de la cámara de combustión se comprime.
- Combustión: en esta fase, se produce la reacción de combustión que aporta energía al sistema.
- Escape: en esta fase, los gases producidos durante el proceso de combustión, se evacúan de la cámara de combustión.

Existen dos clasificaciones principales de los motores de combustión, dependiendo del número de tiempos por ciclo, y dependiendo del tipo combustible.

Dependiendo del número de tiempos por ciclo.

- Motor de cuatro tiempos.

En este tipo de motores, se requiere de dos vueltas de la manivela para completar el ciclo.

Cada una de las fases se producen en media vuelta de la manivela.

En la primera media vuelta de la manivela se producen las fase de admisión. En la segunda media vuelta se produce la compresión. En la tercera media vuelta se producen la fases de combustión. En la cuarta media vuelta se produce el escape. La principal ventaja de este tipo de motores es que son mas potentes que los de dos tiempos. El principal inconveniente de este tipo de motor es que son pesados.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

- Motor de dos tiempos.

En este tipo de motores, se requiere de una vuelta de la manivela para completar el ciclo.

En la primera media vuelta de la manivela se producen las fases de admisión y compresión a la vez. En la segunda media vuelta se producen las fases de combustión y escape. La principal ventaja de este tipo de motores es que son ligeros. El principal inconveniente de este tipo de motor es que requiere de mayor mantenimiento que los motores de cuatro tiempos.

Dependiendo del tipo de ciclo se conocen dos grandes clases.

- Motor ciclo Otto.

Este tipo de motores, se introduce una mezcla de aire y gasolina en la cámara de combustión. Después de la compresión se utiliza la chispa producida por una bujía, para el proceso de combustión. La ventaja principal de este tipo de motores es que consigue mayores velocidades, pero un par menor. El principal inconveniente de este tipo de motores es que consume más combustible que los motores de ciclo Diésel.

- Motor ciclo Diésel.

Este tipo de motores, se introduce aire en la cámara de combustión. Después de la compresión se inyecta el gasóleo, lo que genera el proceso de combustión. La ventaja principal de este tipo de motores es que consigue un par mayor, pero menores velocidades. El principal inconveniente de este tipo de motores es que requiere más mantenimiento que los motores de ciclo Otto, es más ruidoso, contaminante y caro.

También cabe señalar que existe un tipo de motor que funciona a base de hidrógeno. Actualmente esta en el campo de estudio, desarrollo y perfeccionamiento, por lo cual no se ha incluido en la clasificación anterior.

1.9. DISEÑO DE DETALLE DE LOS ELEMENTOS

1.9.1. CARCASA

Para el diseño de la carcasa, se consideró la ergonomía y la optimización de material. Para ello, se dividió la carcasa en dos partes simétricas. Las semipartes se dividen en la parte inferior o base (Imagen 19) y la parte superior (Imagen 20). En las caras de acople de las dos semipartes, se alojan las muescas para el montaje de los rodamientos. Las dimensiones de las muescas corresponden a las dimensiones de los rodamientos seleccionados. Estas muescas poseen nervios en la dirección perpendicular a la cara de acople. Se encuentran en estas caras también, los agujeros para la introducción de los pernos y los roscados para la fijación de estos. En la base inferior o cárter se localizará el lubricante líquido o aceite. Este aceite será quien lubrificará el sistema de engranajes. Para la corroboración de un nivel óptimo de lubricante, la parte inferior posee un ojo de buey. Este ojo de buey posee un marcaje de nivel, para un correcto funcionamiento del sistema. Cada una de las caras de las semipartes, posee un espesor mínimo de 15mm. El espesor aumenta en las zonas donde no se localizan muescas o agujeros. La imagen 21 muestra una vista de la carcasa integrada

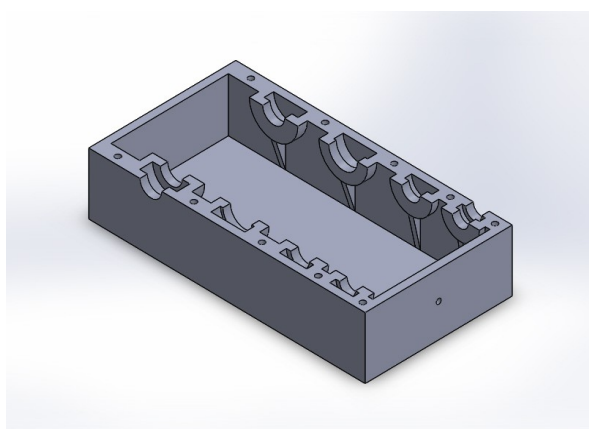


Imagen 19. Base carcasa

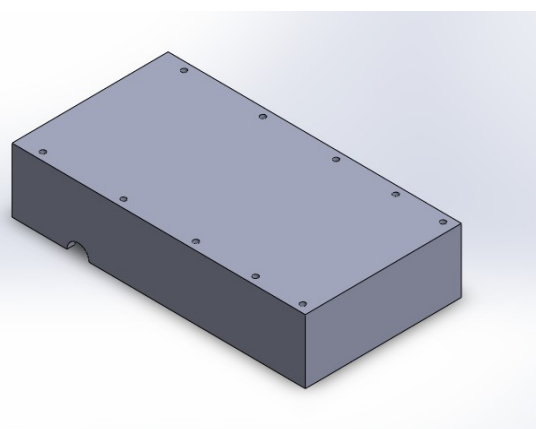


Imagen 20. Parte superior carcasa

Las dos semipartes de la carcasa se fabricarán mediante el proceso de colada. A la parte inferior se le aplicará un proceso de roscado. El material utilizado será acero al carbono fundido. El conjunto del ensamblaje de la carcasa viene dado por la imagen 4. El plano nº2 del apartado 4. Planos muestra una vista explosionada del ensamblaje del sistema. La geometría de las semipartes de la carcasa viene dada en los planos nº3 y nº4, contenido en el apartado 4. Planos. En el anexo 1.12.1.1. Carcasa, se halla la descripción, para el dimensionamiento de la carcasa.

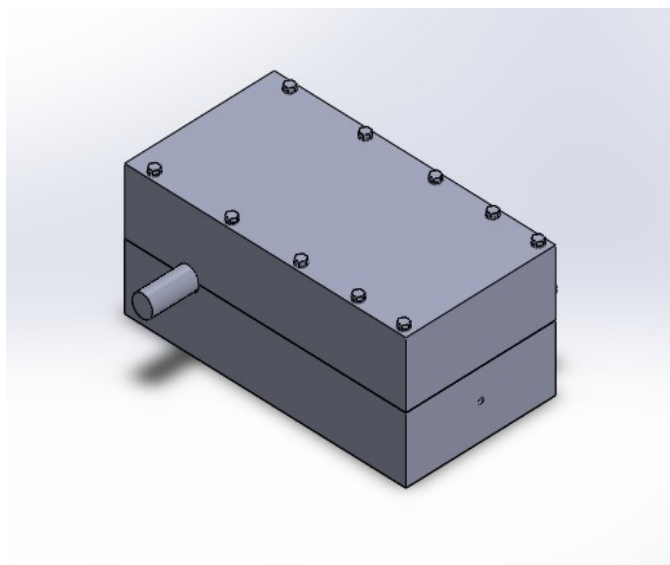


Imagen 21. Vista carcasa integrada.

1.9.2. ENGRANAJES

El sistema de transmisión estará compuesto por 3 etapas

La solución óptima para los engranajes es la selección de engranajes cilíndricos helicoidales.

Este tipo de engranajes permite que el sistema sea más compacto.

Para el dimensionamiento de los engranajes se seguirán las normas establecidas por la AGMA.

Se definirán los parámetros comunes para todos los engranajes:

- Angulo de presión normal = 20°
- Angulo de hélice = 20°
- Perfil cicloidal.
- Material: acero de grado 2 y calidad nº8.

Los engranajes con estas características son los más comunes. Así pues, se pueden encontrar fácilmente en el mercado.

Los engranajes serán fabricados mediante el proceso de fresado: Al engranaje fresado se le aplicará un proceso de rectificación posteriormente,

El material del cual estarán fabricados los engranajes será de acero AISI 1030 de grado 2 y calidad nº8.

Los engranajes estarán sometidos a un proceso de endurecimiento superficial para conseguir una dureza superficial de 580 HB. El proceso consistirá en un tratamiento térmico de recocido y estabilizado. Este tratamiento será realizado por una empresa externa especializada.

1.9.2.1. ETAPA 1

La etapa 1 está compuesta por los engranajes 2 y 3. Esta etapa posee una relación de transmisión, $e_1 = 0,625$. Ambos engranajes poseen diferentes parámetros de diseño comunes:

- Modulo transversal, $m_t = 2,5$
- Anchura de cara, $b = 52 \text{ mm}$
- Dureza superficial, $HB = 568,6063 \text{ HB}$

· Engranaje 2:

- Inclínación de los dientes a la izquierda.
- Diámetro, $d_2 = 75 \text{ mm}$
- Numero de dientes, $N_2 = 30$ dientes
- Ranura de chaveta, $b \times t_2 \times p = 8 \times 2,5 \times 43 \text{ mm}$, desde el perfil derecho.

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº6, contenido en el apartado 4. Planos.

· Engranaje 3:

- Inclínación de los dientes a la derecha.
- Diámetro, $d_3 = 120 \text{ mm}$
- Numero de dientes, $N_3 = 48$ dientes
- Ranura de chaveta, $b \times t_2 \times p = 10 \times 2,7 \times 42 \text{ mm}$, desde el perfil izquierdo.

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº10, contenido en el apartado 4. Planos.

1.9.2.2. ETAPA 2

La etapa 2 está compuesta por los engranajes 4 y 5. Esta etapa posee una relación de transmisión, $e_2 = 0,4$. Ambos engranajes poseen diferentes parámetros de diseño comunes:

- Modulo transversal, $m_t = 2,5$
- Anchura de cara, $b = 64$ mm
- Dureza superficial, $HB = 573,5004$ HB

· Engranaje 4:

- Inclínación de los dientes a la derecha.
- Diámetro, $d_4 = 75$ mm
- Numero de dientes, $N_4 = 30$ dientes
- Ranura de chaveta, $b \times t_2 \times p = 10 \times 2,7 \times 42$ mm, desde el perfil derecho.

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº11, contenido en el apartado 4. Planos.

· Engranaje 5:

- Inclínación de los dientes a la izquierda.
- Diámetro, $d_5 = 187,5$ mm
- Numero de dientes, $N_5 = 75$ dientes
- Ranura de chaveta, $b \times t_2 \times p = 12 \times 2,7 \times 42$ mm, desde el perfil izquierdo.

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº15, contenido en el apartado 4. Planos.

1.9.2.3. ETAPA 3

La etapa 3 está compuesta por los engranajes 6 y 7. Esta etapa posee una relación de transmisión, $e_3 = 0,4$. Ambos engranajes poseen diferentes parámetros de diseño comunes:

- Modulo transversal, $m_t = 2$
- Anchura de cara, $b = 112$ mm
- Dureza superficial, $HB = 536,5652$ HB

· Engranaje 6:

- Inclínación de los dientes a la izquierda.
- Diámetro, $d_6 = 80$ mm
- Numero de dientes, $N_6 = 40$ dientes
- Ranura de chaveta, $b \times t_2 \times p = 12 \times 2,7 \times 42$ mm, desde el perfil derecho.

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº16, contenido en el apartado 4. Planos.

· Engranaje 7:

- Inclínación de los dientes a la derecha.
- Diámetro, $d_7 = 200$ mm
- Numero de dientes, $N_7 = 100$ dientes
- Ranura de chaveta, $b \times t_2 \times p = 12 \times 2,7 \times 42$ mm, desde el perfil izquierdo.

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº19, contenido en el apartado 4. Planos.

Los detalles de cálculo de los engranajes se encuentran en el anexo 1.12.1.2. Engranajes

1.9.3. EJES

Los ejes se compondrán de cilindros macizos de acero AISI 1030 laminado en caliente. Los ejes se fabricarán mediante el proceso de corte por torno mecánico. Para las periferias del eje, se utilizará el mismo sistema de disminución de diámetro, para generar el espesor deseado. Los chaveteros se mecanizarán con un sistema de fresado. Los ejes poseerán una o dos ranuras para el acoplamiento de los engranajes mediante chavetas. Cada eje tendrá un diámetro diferente, dependiendo de las fuerzas que se ejerzan sobre ellos.

·Eje a:

- Longitud, $l = 331$ mm
- Diámetro, $d_a = 30$ mm
- Ranura de chaveta, $t \times h \times l = 8 \times 4,1 \times 58$ mm, a 65 mm del extremo derecho.
- Radio de ranura de chaveta, $r = 0,4$ mm

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº4, contenido en el apartado 4. Planos.

·Eje b:

- Longitud, $l = 266$ mm
- Diámetro, $d_b = 35$ mm
- Ranura de chaveta, $t \times h \times l = 8 \times 4,7 \times 60$ mm, a 70 mm del extremo derecho.
- Ranura de chaveta, $t \times h \times l = 8 \times 4,7 \times 60$ mm, a 144 mm del extremo derecho.
- Radio de ranura de chaveta, $r = 0,6$ mm

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº8, contenido en el apartado 4. Planos.

·Eje c:

- Longitud, $l = 266$ mm
 - Diámetro, $d_c = 42$ mm
 - Ranura de chaveta, $t \times h \times l = 8 \times 4,9 \times 62$ mm, a 20 mm del extremo derecho.
 - Ranura de chaveta, $t \times h \times l = 8 \times 4,9 \times 62$ mm, a 184 mm del extremo derecho.
 - Radio de ranura de chaveta, $r = 0,6$ mm
 - El extremo derecho se torneará, consiguiendo un diámetro de 40 mm, con un espesor de 19 mm.
 - El extremo izquierdo se torneará, consiguiendo un diámetro de 40 mm, con un espesor de 19 mm.
- La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº13, contenido en el apartado 4. Planos.

·Eje d:

- Longitud, $l = 371$ mm
 - Diámetro, $d_d = 42$ mm
 - Ranura de chaveta, $t \times h \times l = 8 \times 4,9 \times 62$ mm, a 172 mm del extremo derecho.
 - Radio de ranura de chaveta, $r = 0,6$ mm
 - El extremo derecho se torneará, consiguiendo un diámetro de 40 mm, con un espesor de 19 mm.
 - El extremo izquierdo se torneará, consiguiendo un diámetro de 40 mm, con un espesor de 26 mm.
- La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº18, contenido en el apartado 4. Planos.

Los detalles de cálculo de los ejes se encuentra en el anexo 1.12.1.3. Ejes

1.9.4. CHAVETAS

Las chavetas se diseñarán, regidos por la norma DIN 6887. El material de fabricación de las chavetas será de acero AISI 1030 normalizado. Las dimensiones para cada chaveta viene definida por el tamaño del eje de rotación. Como indica el catálogo del fabricante, tenemos las siguientes medidas:

- Chaveta engranaje 2
 - Dimensiones de la cabeza, $b \times h_2 \times b = 8 \times 11 \times 8$ mm
 - Altura nominal de la cabeza, $h = 7$ mm
 - Chaflán de la cabeza 30°
 - Dimensiones del chavetero, $b \times h_1 \times l = 8 \times 7,2 \times 50$ mm
 - Inclinación del chavetero 1:1000
 - Saliente del chavetero, $a = 7$ mm

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº4, contenido en el apartado 4. Planos.

- Chavetas engranajes 3 y 4
 - Dimensiones de la cabeza, $b \times h_2 \times b = 10 \times 12 \times 10$ mm
 - Altura nominal de la cabeza, $h = 8$ mm
 - Chaflán de la cabeza 30°
 - Dimensiones del chavetero, $b \times h_1 \times l = 10 \times 8,2 \times 50$ mm
 - Inclinación del chavetero 1:1000
 - Saliente del chavetero, $a = 8$ mm

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº9, contenido en el apartado 4. Planos.

- Chavetas engranajes 5, 6 y 7
 - Dimensiones de la cabeza, $b \times h_2 \times b = 12 \times 12 \times 12$ mm
 - Altura nominal de la cabeza, $h = 8$ mm
 - Chaflán de la cabeza 30°
 - Dimensiones del chavetero, $b \times h_1 \times l = 10 \times 8,2 \times 50$ mm
 - Inclinación del chavetero 1:1000
 - Saliente del chavetero, $a = 8$ mm

La descripción gráfica del elemento viene dada por el plano nº13, contenido en el apartado 4. Planos.

Los detalles de cálculo de las chavetas se encuentran en el anexo 1.12.1.4. Chavetas

1.9.5. RODAMIENTOS

Para el dimensionamiento de los rodamientos, se escogerán rodamientos cónicos.

Una vez determinados las condiciones de servicio, se seleccionarán los rodamientos. La selección del tipo de rodamiento se regirá por las recomendaciones del fabricante, dependiendo de las condiciones de servicio.

Las dimensiones de los rodamientos viene dada en catálogo del fabricante. La figura 3 muestra una visión general de los rodamientos y sus dimensiones.

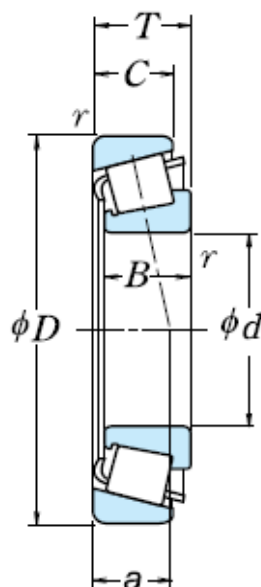


Figura 3. Dimensiones de los rodamientos.

- Rodamiento A y B
 - Tipo rodamiento: HR 32906 J o similar.
 - Diámetro interior, $d_i = 30$ mm
 - Diámetro exterior, $d_e = 47$ mm
 - Longitud interior, $B = 12$ mm
 - Longitud exterior, $C = 9$ mm
 - Espesor, $T = 12$ mm
- Rodamientos C y D
 - Tipo rodamiento: HR 32907 J o similar.
 - Diámetro interior, $d_i = 35$ mm
 - Diámetro exterior, $d_e = 55$ mm
 - Longitud interior, $B = 14$ mm
 - Longitud exterior, $C = 11,5$ mm
 - Espesor, $T = 14$ mm
- Rodamientos E, F y H
 - Tipo rodamiento: HR 32008 XJ o similar.
 - Diámetro interior, $d_i = 40$ mm
 - Diámetro exterior, $d_e = 62$ mm
 - Longitud interior, $B = 19$ mm
 - Longitud exterior, $C = 14,5$ mm
 - Espesor, $T = 19$ mm

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

- Rodamiento G
 - Tipo rodamiento: HR 33108 J o similar.
 - Diámetro interior, $d_i = 40$ mm
 - Diámetro exterior, $d_e = 75$ mm
 - Longitud interior, $B = 26$ mm
 - Longitud exterior, $C = 20,5$ mm
 - Espesor, $T = 26$ mm

El detalle de los cálculos se encuentran en el anexo 1.12.1.5. Rodamientos

1.9.6. ACOPLAMIENTOS

Una vez determinados las condiciones de servicio, se escogerán los acoplamientos. La selección del tipo de acoplamiento se regirá por las recomendaciones del fabricante, dependiendo de las condiciones de servicio. Las dimensiones de los acoplamientos viene dada en catálogo del fabricante.

- Acoplamiento de entrada
 - Tipo acoplamiento: Forma G
 - Tamaño 97

- Acoplamiento de salida
 - Tipo acoplamiento: Forma G
 - Tamaño 168

El detalle de los cálculos se encuentran en el anexo 1.12.1.6. Acoplamientos.

1.9.7. PERNOS Y ARANDELAS

La utilización de pernos y arandelas se regirá a la elección de elementos normalizados. Los pernos se fabricarán por torneado y fresado. El material de fabricación será acero inoxidable. Los pernos serán de clase 4.6. Para los pernos se utilizarán pernos T10 de 180 mm de longitud.

La figura 4 muestra las dimensiones para el tipo de pernos utilizado.

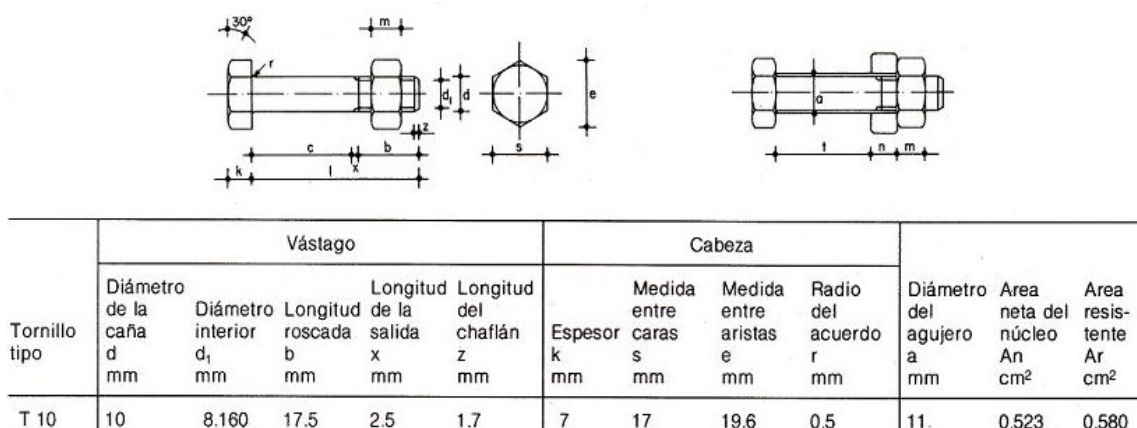


Figura 4. Esquema y dimensiones del perno tipo T10.

Las arandelas se fabricarán por corte mediante láser de sábanas metálicas. El material de fabricación será acero inoxidable. Las arandelas se regirá según la DIN-125. Para las arandelas se utilizarán arandelas normalizadas M10 de 2 mm de espesor.

Los detalles del cálculo se encuentran en el anexo 1.12.1.7. Pernos y arandelas.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.9.8. LUBRIFICACIÓN

Una vez determinadas las condiciones de servicio, se escogerán el tipo de lubricante. La selección del tipo de lubricante se regirá por las recomendaciones de la AGMA. Para la sistema del proyecto, se utilizará un lubricante número 4 de extrema presión. En la tabla 1, se muestra el tipo de lubricante según su aplicación, tipo de engranaje y condiciones de servicio, de la AGMA.

| Tipo de unidad (distancia entre centros) | Temperatura ambiente | |
|---|----------------------|-------------|
| | -10°C a 10°C | 10°C a 50°C |
| Ejes paralelos (una sola reducción) | | |
| Hasta 200 mm | 2-3 | 3-4 |
| Entre 200 mm y 500 mm | 2-3 | 4-5 |
| Más de 500 mm | 3-4 | 4-5 |
| Ejes paralelos (doble reducción) | | |
| Hasta 200 mm | 2-3 | 3-4 |
| Más de 200 mm | 3-4 | 4-5 |
| Ejes paralelos (triple reducción) | | |
| Hasta 200 mm | 2-3 | 3-4 |
| Entre 200 mm y 500 mm | 3-4 | 4-5 |
| Más de 500 mm | 4-5 | 5-6 |
| Ejes planetarios (diámetro del alojamiento) | | |
| Hasta 400 mm | 2-3 | 3-4 |
| Más de 400 mm | 3-4 | 4-5 |
| Cónicos rectos o espirales (distancia de cono) | | |
| Hasta 300 mm | 2-3 | 4-5 |
| Más de 300 mm | 3-4 | 5-6 |
| Motorreductores | 2-3 | 4-5 |
| Unidades de alta velocidad | 1 | 2 |

Tabla 1. Recomendación número de lubricante AGMA para engranajes cilíndricos rectos, cilíndricos helicoidales, cónicos rectos y cónicos espirales.

Con esta tabla, se realiza una equivalencia a la denominación SAE y API del lubricante para los engranajes. El aceite lubricante proyectado por el ingeniero es SAE 90, API GL-4. Para los rodamientos se utilizará grasas de jabón de litio como lubricante. La consistencia de este lubricante sera NLGI 2. Este tipo de lubficante es el recomendado por el fabricante de los rodamientos.

El sistema de lubricación empleado para los engranajes del proyecto será por barboteo. Este sistema consiste en aceite estancado en el fondo de base de la carcasa. Cuando el engranaje gira, entra en contacto con el aceite. Se produce así una autolubricación del sistema. Se precisa de un nivel óptimo de aceite para que se produzca la autolubricación en cada vuelta del engranaje. Este nivel se corroborará, mediante la observación a través de ojo de buey de la carcasa.

El sistema de lubricación de los rodamientos consistirá en introducir la grasa lubricante entre los anillos. La cantidad de lubricante recomendada viene especificada en el catálogo del fabricante según la aplicación.

1.9.9. MOTOR

Una vez determinadas las condiciones de uso, se escogerá el tipo de motor. La selección del tipo de motor se regirá por sus características. El fabricante expondrá estas características en el catálogo. Para la aplicación proyectada, se escogerá el motor MS 132 M1 2 de la marca Cime, serie de aluminio. Este motor genera 10 kW a 2930 rpm, superando los 9276,6 W requeridos. Para la modificación del motor para la adecuación al sistema, se requerirá de un regulador de velocidad. El regulador de velocidad elegido será un variador de frecuencia. El variador de frecuencia se compone de un rectificador y un inversor.

El rectificador rectifica la tensión alternada de entrada, creando una tensión continua. El inversor oscila la tensión continua a la frecuencia deseada. El cálculo de la potencia requerida por el motor viene dada en el anexo 1.12.1.2. Engranajes.

1.10. MANUAL DE MONTAJE

La ejecución del montaje del sistema, se realizará siguiendo los pasos en la secuencia descrita a continuación:

- A) Lubricación de los rodamientos.
- B) Introducción de los engranajes 5 y 6 en el eje c.
- C) Introducción de los rodamientos E y F en el eje c.
- D) Introducción del eje c ensamblado en la base de la carcasa.
- E) Introducción de los engranajes 3 y 4 en el eje b.
- F) Introducción de los rodamientos C y D en el eje b.
- G) Introducción del eje b ensamblado en la base de la carcasa.
- H) Introducción del engranaje 2 en el eje a.
- I) Introducción de los rodamientos A y B en el eje a.
- J) Introducción del eje a ensamblado en la base de la carcasa.
- K) Introducción del engranaje 7 en el eje d.
- L) Introducción de los rodamientos G y H en el eje d.
- M) Introducción del eje d ensamblado en la base de la carcasa.
- N) Introducción de las chavetas en las ranuras de los ejes a, b, c y d.
- O) Ajuste de los engranajes.
- P) Introducción del lubricante en el interior de la carcasa.
- Q) Control del nivel de aceite.
- R) Montaje de la parte superior de la carcasa.
- S) Montajes de las uniones roscadas de perno y arandelas.
- T) Montaje del acoplamiento de entrada y salida en el eje de la transmisión.
- U) Montaje del acoplamiento de entrada en el eje del motor.
- V) Ajuste del motor y del acoplamiento de entrada.
- W) Montaje del acoplamiento de salida en el eje de la mezcladora.
- X) Ajuste de la transmisión y del acoplamiento de salida.
- Y) Realización de ensayos y mediciones de comprobación.
- Z) Reajuste, si fuese necesario.

El tiempo de ejecución del proyecto es de 4 horas.

1.11. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Una vez realizado el proyecto y los cálculos, se concluye que el proyecto es viable.

A nivel técnico, el diseño cumple con todos los requisitos del diseño.

Además, el sistema, compuesto por tan solo 3 etapas, logra el deseo de un sistema compacto.

El sistema diseñado, es capaz de funcionar con autonomía y sin mantenimiento cada 1000h de servicio.

El sistema posee un factor de seguridad de 2, lo que asegura su integridad general.

Los engranajes son capaces de resistir la carga aplicada en ellos con total seguridad.

Los robustez de los ejes esta asegurada, a causa de su tamaño y velocidad de rotación, lejana a las velocidades críticas.

Las chavetas de gran tamaño, dimensionadas en función del eje, aportan una gran rigidez a la unión entre el eje y los engranajes.

La integridad de la carcasa está asegurada. Las tensiones actuantes en ella son muy inferiores a límite elástico del material utilizado.

En algunos de los rodamientos seleccionados, la vida útil en horas aumenta considerablemente entre un 20 y un 30% del valor deseado.

Los pernos y arandelas seleccionadas aseguran la unión entre las dos partes de la carcasa, sin posibilidad de fallo prematuro.

Tanto los sistemas de lubricación, como los lubricantes, son los mas adecuados para este tipo de sistema.

El motor seleccionado aportara la carga necesaria al sistema, actuando solo al 93% de su máxima potencia.

El proyecto cumple toda la normativa actual vigente.

En cuanto a la viabilidad económica, el proyecto es viable. El coste de la ejecución del proyecto está a la altura de las ofertas competitivas actuales.

Por lo tanto, este proyecto se podría realizar para una máquina de características similares.

1.12. ANEXOS A LA MEMORIA

1.12.1. CÁLCULOS

1.12.1.1. CARCASA

Los parámetros utilizados para el dimensionamiento de la carcasa fueron obtenidos mediante simulación de la carcasa en el programa comercial SolidWorks de diseño y simulación. Para ello se realizó una simulación de elementos finitos, mediante un proceso de análisis estático.

Para la realización de dicho análisis, se dimensionó un espesor de perfil estimado y se comprobó su integridad. Para ello, se aplicaron las diferentes fuerzas actuantes en los rodamientos. Estas fuerzas se localizan en las diferentes muescas de los rodamientos en la carcasa. Las fuerzas actuantes en los rodamientos se dividieron en las componentes **x**, **y** y **z**. A continuación se exponen la magnitud de cada fuerza aplicada a cada muesca del rodamiento:

· Rodamiento A

$$R_{ax} = 299,3865 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 125,8259 \text{ N}$$

$$R_{az} = 534,6423 \text{ N}$$

· Rodamiento B

$$R_{bx} = 626,6229 \text{ N}$$

$$R_{by} = 263,3565 \text{ N}$$

· Rodamiento C

$$R_{cx} = 1326,6 \text{ N}$$

$$R_{cy} = 99,6133 \text{ N}$$

· Rodamiento D

$$R_{dx} = 1007,9 \text{ N}$$

$$R_{dy} = 103,1341 \text{ N}$$

$$R_{dz} = 278,522 \text{ N}$$

· Rodamiento E

$$R_{ex} = 2159,7 \text{ N}$$

$$R_{ey} = 44,2499 \text{ N}$$

$$R_{ez} = 998,5280 \text{ N}$$

· Rodamiento F

$$R_{fx} = 2386,7 \text{ N}$$

$$R_{fy} = 682,6190 \text{ N}$$

· Rodamiento G

$$R_{gx} = 1132,5 \text{ N}$$

$$R_{gy} = 475,9592 \text{ N}$$

$$R_{gz} = 1811,7 \text{ N}$$

· Rodamiento H

$$R_{hx} = 2005,4 \text{ N}$$

$$R_{hy} = 842,8444 \text{ N}$$

La tensión aplicada en un cuerpo viene definida por la ecuación (1), descrita a continuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Donde F es la fuerza aplicada y A es el área sobre la cual se aplica la fuerza.

Siguiendo esta hipótesis, se realiza un estudio de elemento finito de la carcasa mediante el programa de simulación de SolidWorks.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

La imagen 23 muestra el resultado visual de los resultados. En ella se puede observar que ningún elemento sobrepasa el límite elástico del material, acero al carbono fundido.

Los datos obtenidos en la simulación de se encuentran en el informe del anexo 1.12.2.1. Informe de estudio de carga sobre la carcasa.

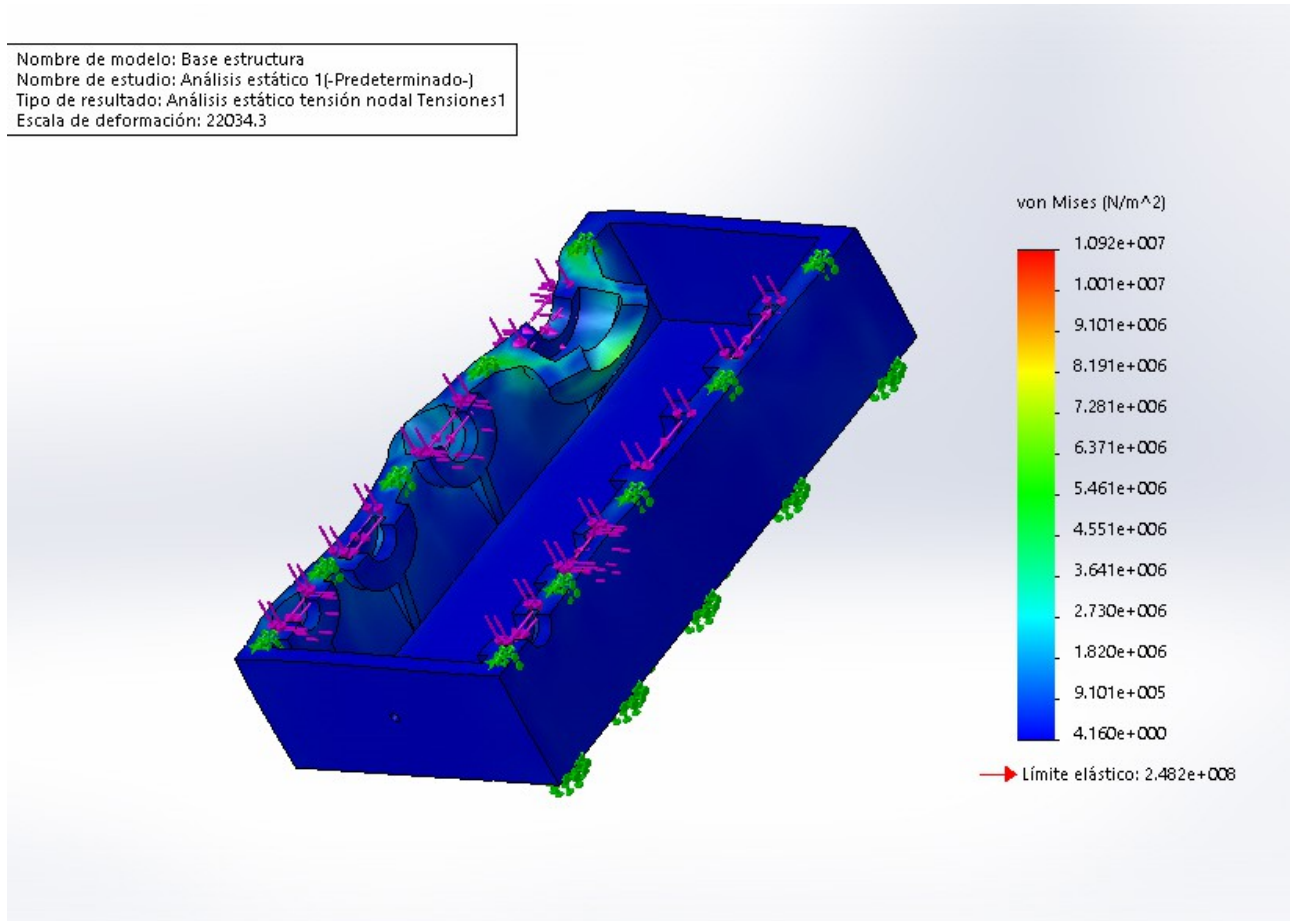


Imagen 22. Ensayo de simulación estático de la carcasa.

1.12.1.2. ENGRANAJES

Para realiza los cálculos pertinentes a los engranajes, primero se realiza el cálculo de las fuerzas que actúan sobre los engranajes.

Definido los módulos y el numero de dientes de cada engranaje, los diámetros se calculan mediante la ecuación a seguir:

$$d = m_t \cdot N \quad (2)$$

Aplicándose a cada engranaje se obtiene:

$$d_2 = 75 \text{ mm}$$

$$d_3 = 120 \text{ mm}$$

$$d_4 = 75 \text{ mm}$$

$$d_5 = 187,5 \text{ mm}$$

$$d_6 = 80 \text{ mm}$$

$$d_7 = 200 \text{ mm}$$

La velocidad de rotación de los ejes, viene definida como:

$$e = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{d_e}{d_s} = \frac{N_e}{N_s} \quad (3)$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Donde e es la relación de transmisión de los engranajes, d es el diámetro y N número de dientes. Los subíndices “e” y “s” se refieren a entrada y salida, respectivamente.

Aplicando la ecuación (3), se obtiene las diferentes relaciones de transmisiones de los ejes:

$$e_1 = \frac{N_2}{N_3} = 0,625$$

$$e_2 = \frac{N_4}{N_5} = 0,4$$

$$e_3 = \frac{N_6}{N_7} = 0,4$$

Aplicando estos mismos resultados a la ecuación (3), y despejando la incógnita, obtenemos las diferentes velocidades angulares:

$$\omega_a = 2500 \text{ k rpm}$$

$$\omega_b = 1562,5 \text{ -k rpm}$$

$$\omega_c = 625 \text{ k rpm}$$

$$\omega_d = 250 \text{ -k rpm}$$

La potencia de entrada se define como la potencia de salida sobre el rendimiento, como indica la ecuación a seguir:

$$H_e = \frac{H_s}{\eta} \quad (4)$$

El rendimiento, η , varía dependiendo del elemento:

- Rendimiento de los engranajes, $97\% < \eta_e < 99\%$
- Rendimiento de los rodamientos, $98\% < \eta_r < 99\%$
- Rendimiento de los acoplamientos, $98\% < \eta_a < 99\%$

Como se tiene diferentes elementos que producen pérdidas, se tendrá diferentes potencias en los diferentes ejes.

Aplicando la ecuación (4), se obtiene:

$$H_d = \frac{H_s}{\eta_a \cdot \eta_r} = 7809,2 \text{ W}$$

$$H_c = \frac{H_d}{\eta_e \cdot \eta_r} = 8215,1 \text{ W}$$

$$H_b = \frac{H_c}{\eta_e \cdot \eta_r} = 8642 \text{ W}$$

$$H_a = \frac{H_b}{\eta_e \cdot \eta_r} = 9091,1 \text{ W}$$

$$H_e = \frac{H_a}{\eta_a} = 9276,6 \text{ W}$$

Por lo tanto la potencia requerida por el motor será de 9276,6 W

El par de fuerza se define como la potencia sobre la velocidad, como indica la ecuación a seguir:

$$T = \frac{H}{\omega} \quad (5)$$

Aplicando la ecuación (5) a cada eje obtenemos:

$$T_a = 34,7254 \text{ k Nm}$$

$$T_b = 52,8159 \text{ -k Nm}$$

$$T_c = 125,5170 \text{ k Nm}$$

$$T_d = 149,1456 \text{ -k Nm}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Según la 3ª Ley de Newton, toda cuerpo que ejerce una fuerza sobre otro objeto, este ejerce una fuerza de igual magnitud y dirección contraria.

En la aplicación práctica del proyecto, las componentes de la fuerzas de un engranaje, serán las mismas en magnitud, que las del engranaje conjugado.

La fuerza tangencial aplicada en cada engranaje se define como:

$$W_t = \frac{2 \cdot T}{d} \quad (6)$$

Aplicada para los engranajes motores o piñones se obtiene:

$$W_{t2} = 926,0102 \text{ i N}$$

$$W_{t4} = 1408,4 \text{ -i N}$$

$$W_{t6} = 3137,9 \text{ i N}$$

La fuerza radial que actúa sobre los engranajes se define como:

$$W_r = W_t \cdot \tan \phi_t \quad (7)$$

Donde ϕ_t es al ángulo de presión tangencial que se define como:

$$\tan \phi_t = \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \quad (8)$$

Donde ϕ_n y ψ , es el ángulo de presión normal y el ángulo de hélice, respectivamente.

Como todos los engranajes poseen el mismo ángulo de presión normal y ángulo de hélice, también poseerán el mismo ángulo de presión tangencial:

$$\phi_t = 21,1728^\circ$$

Aplicando (7) a cada uno de los engranajes motores se obtiene:

$$W_{r2} = 358,6706 \text{ -j N}$$

$$W_{r4} = 545,5237 \text{ -j N}$$

$$W_{r6} = 1215,4 \text{ -j N}$$

La fuerza axial que actúa sobre los engranajes se define como:

$$W_a = W_t \cdot \tan \psi \quad (9)$$

Que aplicado para cada engranaje motor se obtiene:

$$W_{a2} = 337,0402 \text{ -k N}$$

$$W_{a4} = 512,6246 \text{ -k N}$$

$$W_{a6} = 1142,1 \text{ k N}$$

A causa de la 3ª Ley de Newton, se obtiene:

$$W_{t3} = 926,0102 \text{ -i N}$$

$$W_{t5} = 1408,4 \text{ i N}$$

$$W_{t7} = 3137,9 \text{ -i N}$$

$$W_{r3} = 358,6706 \text{ j N}$$

$$W_{r5} = 545,5237 \text{ j N}$$

$$W_{r7} = 1215,4 \text{ j N}$$

$$W_{a3} = 337,0402 \text{ k N}$$

$$W_{a5} = 512,6246 \text{ k N}$$

$$W_{a7} = 1142,1 \text{ -k N}$$

La fuerza normal es la suma vectorial de las componentes tangencia y radial de las fuerzas, como indica la ecuación a seguir:

$$W_n = \sqrt{W_t^2 + W_r^2} \quad (10)$$

Que para los engranajes del sistema es:

$$W_{n2} = W_{n3} = 993,0456 \text{ N}$$

$$W_{n4} = W_{n5} = 1510,4 \text{ N}$$

$$W_{n6} = W_{n7} = 3365,1 \text{ N}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

La AGMA ha desarrollado varias ecuaciones que definen la tensión de servicio de los engranajes. Estas ecuaciones provienen de la ecuación de Lewis modificada. A esta ecuación se le ha añadido diversos factores de corrección de servicio. La ecuación (11) representa la ecuación desarrollada por Lewis para tensiones de servicio:

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y} \quad (11)$$

Donde:

W_t = Fuerza tangencial, en lbf.

P = Paso diametral.

F = Anchura de cara, en in.

Y = Factor de forma o de Lewis.

Existen dos ecuaciones para los distintos requisitos de servicio: flexión y contacto.

La tensión de servicio a flexión en los engranajes, viene dada por la ecuación (12):

$$\sigma_f = W_t K_0 K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_h K_b}{Y_j} \quad (12)$$

La máxima tensión admisible a fatiga por flexión viene definida por la ecuación (13):

$$\sigma_{f,all} = \frac{\sigma_{fp}}{S_f} \frac{Y_n}{Y_\theta Y_z} \quad (13)$$

Para un diseño correcto, la tensión de servicio debe de ser menor que la tensión admisible.

La tensión de servicio a contacto en los engranajes, viene dada por la ecuación (14):

$$\sigma_c = Z_e \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_h}{d_p b} \frac{Z_r}{Z_i}} \quad (14)$$

La máxima tensión admisible a fatiga por contacto viene definida por la ecuación (15):

$$\sigma_{c,all} = \frac{\sigma_{hp}}{S_h} \frac{Z_n Z_w}{Y_\theta Y_z} \quad (15)$$

Las variables de estas ecuaciones son los factores de corrección. Estos factores se definen a continuación.

• Factor de sobrecarga (K_0)

El factor de sobrecarga tiene en cuenta los diferentes cargas adicionales, producidas por el tipo de fuente y funcionamiento de las máquinas. La tabla 2, define este factor en función del tipo de aplicación.

| Características de la fuente de movimiento primaria | Características de la máquina accionada | | |
|---|---|-----------------|----------------|
| | Uniforme | Choque moderado | Choque intenso |
| Uniforme | 1,00 | 1,25 | 1,75 |
| Choque leve | 1,25 | 1,50 | 2,00 |
| Choque medio | 1,50 | 1,75 | 2,25 |

Tabla 2. Tabla de factores de sobrecarga K_0 , según el tipo de fuente primaria y funcionamiento de máquinas.

• Factor de tamaño (K_s)

El factor de tamaño refleja la no uniformidad de las propiedades del material causadas por el tamaño.

Este factor viene expresado por la ecuación (16):

$$K_s = 0,8433 (m_t \cdot b \sqrt{Y})^{0,0535} \quad (16)$$

Donde:

m_t = módulo transversal.

b = anchura de cara, en mm.

Y = factor de forma o de Lewis.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Factor dinámico (K_v)

El factor dinámico tiene en cuenta las inexactitudes de fabricación del diente y engrane, en los engranajes en acción. Este factor viene expresado por la ecuación (17):

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v_t}}{A} \right)^B \quad (17)$$

La variable v_t es la velocidad tangencial en el extremo del engranaje. La velocidad tangencial viene dada por la ecuación (18)

$$v_t = w \cdot \frac{d}{2} \quad (18)$$

Los factores A y B vienen definidos por las ecuaciones (19) y (20), respectivamente.

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (19)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (20)$$

La variable Q_v representa el número del nivel de precisión de transmisión.

El tipo de aplicación de los engranajes define el nivel de precisión necesario. Se pueden distinguir 6 clases de precisiones dependiendo de la forma de fabricación:

- 1.- Precisión mínima: Obtenida por colada para pequeños dientes. Utilizada para engranajes de baja velocidad y cargas leves.
- 2.- Precisión nominal: Obtenida por colada. Utilizada para engranajes de baja velocidad.
- 3.- Buena precisión: Obtenida por rectificación. Utilizada para engranajes industriales de baja velocidad y engranajes de automoción.
- 4.- Precisión alta: Obtenida por rectificación. Utilizada para engranajes industriales de media velocidad y engranajes de automoción críticas.
- 5.- Alta calidad: Obtenida por rectificación realizada por trabajadores cualificados. Utilizada para engranajes de turbinas y en aplicaciones aeroespaciales.
- 6.- Calidad muy alta: Precisión obtenida por métodos de fabricación especiales. Utilizada para engranajes de alta velocidad críticas no comunes, elevada capacidad de carga y elevada fiabilidad.

La variable Q_v viene definida en la tabla 3, en función de la aplicación de los engranajes.

| Nivel de precisión | Valores de Calidad normalizados | |
|--------------------|---------------------------------|-----------|
| | Valor Q_v de AGMA | Valor DIN |
| Calidad muy alta | 14 – 15 | 2 – 3 |
| Alta calidad | 12 – 13 | 4 – 5 |
| Precisión alta | 10 – 11 | 6 – 7 |
| Buena precisión | 8 – 9 | 8 – 9 |
| Precisión nominal | 6 – 7 | 10 – 11 |
| Precisión mínima | 4 – 5 | 12 |

Tabla 3. Nivel de precisión de transmisión por engranajes de la AGMA y su equivalencia en la norma DIN.

• Resistencia a tensiones de flexión (σ_{fp})

Este parámetro representa la tensión máxima que puede soportar un engranaje sin que falle por flexión.

El grado del acero de fabricación del engranajes define su resistencia a la tensión:

a) Aceros de grado 1 $\rightarrow \sigma_{fp} = 0,533 HB + 88,3 \quad (21)$

b) Aceros de grado 2 $\rightarrow \sigma_{fp} = 0,703 HB + 113 \quad (22)$

• Factor seguridad a tensiones de flexión (S_f)

Este factor define el factor de seguridad del proyecto, para las tensiones a flexión. Es el mismo proyectista quien define esta valor, si no viene definido en las especificaciones del proyecto o del promotor.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Factor de distribución de carga (K_h)

El factor de distribución de carga refleja la distribución de carga no uniforme a lo largo de la línea de contacto del engranaje. Este factor viene expresado por la ecuación (23):

$$K_h = 1 + C_{me}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad (23)$$

Las diferentes variables de la ecuación (23) vienen descritas a continuación:

1.- Factor de coronamiento (C_{me}): Este factor considera el coronamiento o no de los dientes de los engranajes:

a) Para dientes con coronamiento, $C_{me} = 0,8$

b) Para dientes sin coronamiento, $C_{me} = 1$

2.- Factor de ancho de cara (C_{pf}): Según la longitud del ancho de cara podemos encontrar tres ecuaciones que definen este factor:

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125 F & 1 \leq F \leq 17 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207 F - 0,000228 & 17 \leq F \leq 40 \text{ in} \end{cases} \quad \begin{matrix} (24) \\ (25) \\ (26) \end{matrix}$$

3.- Factor de montaje (C_{pm}): este factor considera la localización los engranajes.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para engranajes montados entre rodamientos, donde la relación entre la longitud total del eje entre los rodamientos y la distancia entre el centro del eje y el centro del engranaje es menor a 0,175.} \\ 1,1 & \text{para engranajes montados entre rodamientos, donde la relación entre la longitud total del eje entre los rodamientos y la distancia entre el centro del eje y el centro del engranaje es mayor a 0,175.} \end{cases}$$

4.- Factor de alineamiento del engranaje (C_{ma}): El valor de esta magnitud viene dada por el gráfico 1.

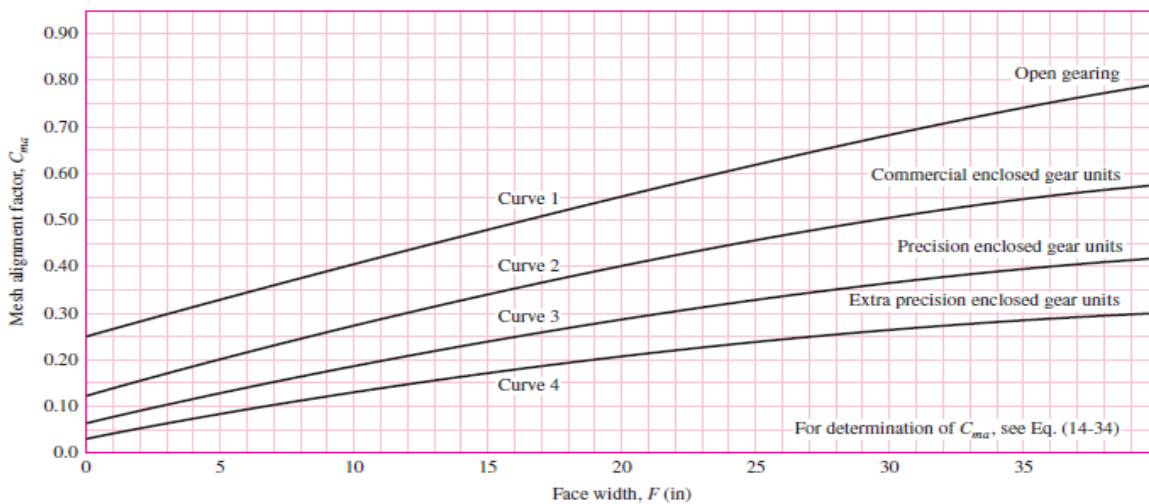


Gráfico 1. Valor del factor de alineamiento del engranaje en función de la anchura de cara y el tipo de engranamiento.

5.- Factor de ajuste de montaje (C_e): Este factor considera si el montaje a sido ajustado o no.

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engranajes ajustadas en el montaje, o cuando la compatibilidad es mejorada por lapidación.} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones.} \end{cases}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Fator de espesor de borde (K_B)

Este factor considera el efecto que se produce en el engranaje cuando el espesor de borde no es suficientemente grande para proporcionar soporte completo a la raíz del diente.

El gráfico 2 representa factor de espesor de borde en función de la razón entre la altura del diente y el espesor del círculo primitivo del engranaje.

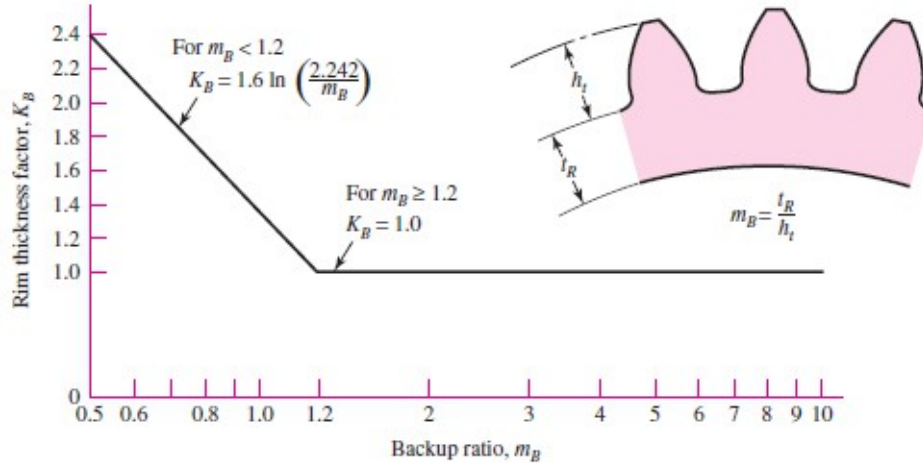


Gráfico 2. Valor del factor de espesor de borde en función de la razón entre la altura del diente y el espesor del círculo primitivo del engranaje.

• Factor geométrico para a resistencia a tensiones de flexión (Y_f)

El factor geométrico para la resistencia a la flexión es una modificación del factor de forma de Lewis.

Esta modificación ha sido realizada por la AGMA y define el factor de concentración de tensiones a flexión.

El gráfico 3 muestra el factor geométrico en función del ángulo de hélice y el número de dientes, para engranajes con un ángulo de presión normal de 20° .

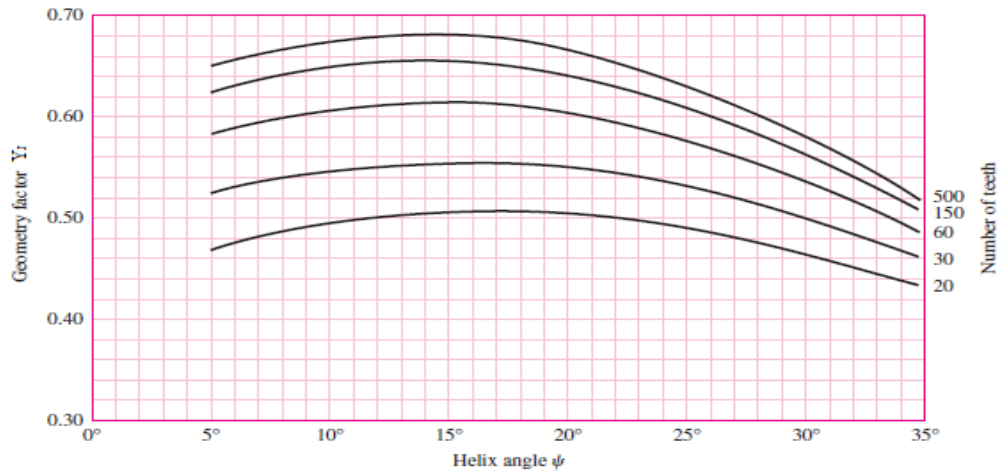


Gráfico 3. Factor geométrico en función del ángulo de hélice y el número de dientes, para engranajes con un ángulo de presión normal de 20° .

• Fator de temperatura(Y_θ)

Este factor considera el efecto de la temperatura sobre el sistema. Dependiendo de la temperatura de servicio, tenemos dos valores distintos de temperatura:

$$K_t = \begin{cases} 1,0 & \text{si la temperatura de funcionamiento es menor a } 120^\circ\text{C} \\ \frac{460 + T_F}{620} & \text{si la temperatura de funcionamiento es mayor a } 120^\circ\text{C} \end{cases} \quad (27)$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Factor de fiabilidad (Y_z)

Este factor tiene en consideración el efecto de las distribuciones estáticas de los fallos por fatiga del material. El valor de este factor viene dado por las expresiones (28) y (29) dependiendo de la fiabilidad del proyecto requerida:

$$Y_z = \begin{cases} 0,658 - 0,0759 \ln(1-R) & 0,5 \leq R \leq 0,99 \\ 0,50 - 0,109 \ln(1-R) & 0,99 \leq R \leq 0,9999 \end{cases} \quad (28)$$

Donde R es la fiabilidad en ratio decimal.

• Fator geométrico para resistencia a la formación de cavidades (Z_i)

Este factor considera la distribución de carga en los engranajes para tensiones de contacto. El factor geométrico para resistencia a la formación de cavidades Z_i viene descrito por la ecuación (30):

$$Z_i = \frac{\cos \phi \sin \phi}{2 m_n} \frac{m_g}{m_g + 1} \quad (30)$$

Donde m_n es el modulo normal. La variable m_g viene dada por la ecuación (31)

$$m_g = \frac{d_{\text{engrenaje}}}{d_{\text{piñón}}} \quad (31)$$

• Factor de vida para ciclaje de tensión para la resistencia de flexión (Y_n)

Este factor modifica los factores anteriormente calculados, para vidas distintas a 10^7 ciclos. Este número de ciclos es para el que diseñaron los parámetros la AGMA. Todos los ciclos diferentes a 10^7 deben tener este factor diferente de 1. Este factor viene descrito en el gráfico 4. En el gráfico se pueden encontrar el valor de este factor para diferentes ciclos y durezas.

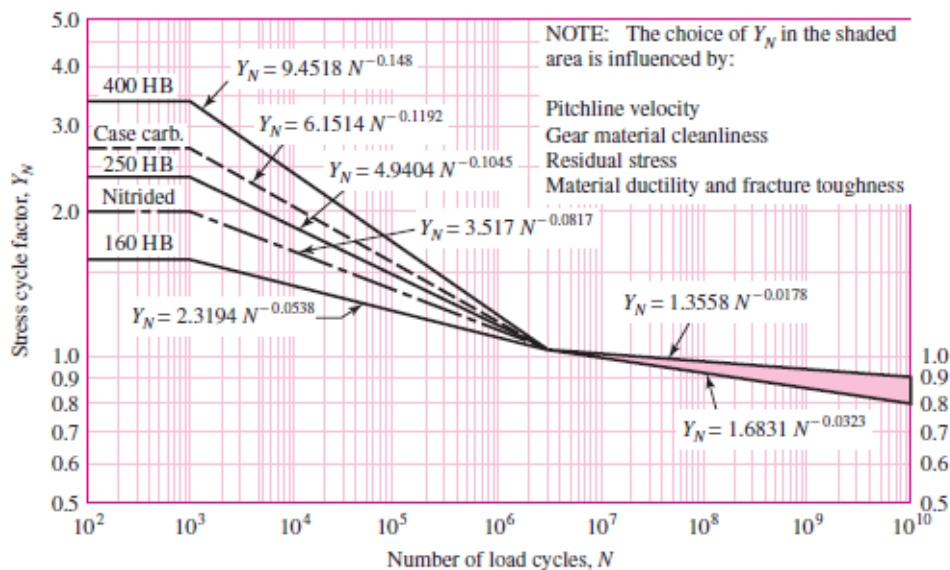


Gráfico 4. Factor de vida para ciclaje de tensión para la resistencia de flexión, en función del número de ciclos de carga y dureza.

• Factor de condición de carga (Z_r)

Este factor tiene en consideración el acabado superficial del engranaje. Considera también tensiones residuales y efectos plásticos producidos en los dientes de los engranajes. Penaliza el proyecto por causa de factores diversos.

• Factor de dureza (Z_w)

Este factor tiene en consideración la relación de durezas del engranajes motor y el engranaje movido. Penaliza el proyecto a causa de la utilización de engranajes en contacto con diferente dureza superficial. Este factor viene definido por la ecuación (32)

$$Z_w = 1,0 + A(m_g - 1) \quad (32)$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Donde m_g es la variable calculada en (31) y A es el factor de relación de durezas. El factor de relación de durezas se define a partir del ratio de durezas entre la dureza del engranaje motor y el engranaje movido.

$$A = \begin{cases} 0 & \frac{HB_P}{HB_G} < 1,2 \\ 8,98(10^{-3}) \left(\frac{HB_P}{HB_G} \right) - 8,29(10^{-3}) & 1,2 \leq \frac{HB_P}{HB_G} \leq 1,7 \\ 0,00698 & \frac{HB_P}{HB_G} > 1,7 \end{cases} \quad (33)$$

• Resistencia a tensiones de contacto (σ_{hp})

Este parámetro representa la tensión máxima que puede soportar un engranaje sin que falle por tensiones de contacto..

El grado del acero de fabricación del engranajes define su resistencia a la tensión:

a) Aceros de grado 1 $\rightarrow \sigma_{hp} = 2,22 HB + 200 \quad (34)$

b) Aceros de grado 2 $\rightarrow \sigma_{hp} = 2,41 HB + 237 \quad (35)$

• Factor de vida para ciclaje de tensión para resistencia a la formación de cavidades (Z_N)

Este factor modifica los factores anteriormente calculados, para vidas distintas a 10^7 ciclos. Este número de ciclos es para el que diseñaron los parámetros la AGMA. Todos los ciclos diferentes a 10^7 deben tener este factor diferente de 1. Este factor viene descrito en el gráfico 5. En el gráfico se pueden encontrar el valor del factor para diferentes ciclos y durezas superficiales.

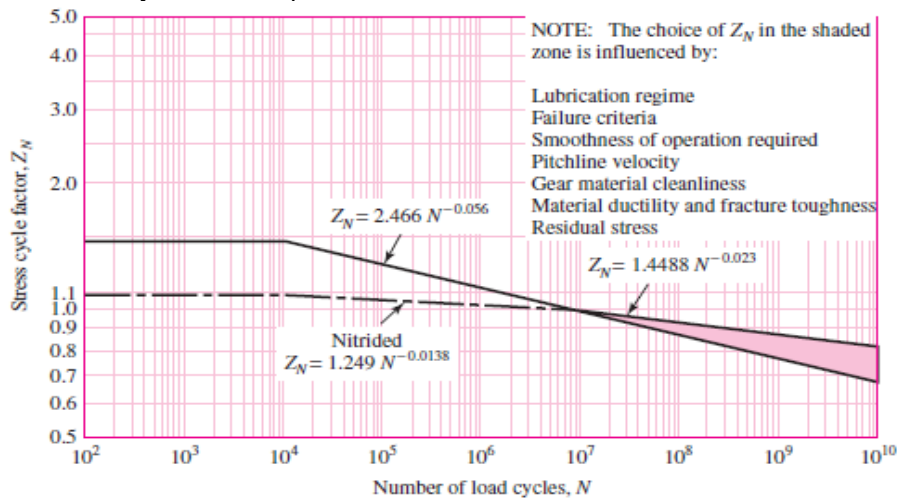


Gráfico 5. Factor de vida para ciclaje de tensión para la resistencia a la formación de cavidades, en función del número de ciclos de carga y el tipo de endurecimiento superficial.

• Factor de seguridad a tensiones de contacto (S_h)

Este factor define el factor de seguridad del proyecto, para las tensiones de contacto. Es el mismo proyectista quien define este valor, si no viene definido en las especificaciones del proyecto o del promotor.

• Coeficiente elástico (Z_e)

Este factor tiene en consideración las deformaciones elásticas desarrolladas en el engranajes. El valor de este coeficiente viene definido por la ecuación (36).

$$Z_e = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (36)$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Donde E y ν son el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson, respectivamente. El subíndice "P" se refiere al engranaje motor o piñón. El subíndice "G" se refiere a la engranaje movida.

a) Engranaje 2

A continuación se detallarán los diferentes factores, anteriormente nombrados para el engranaje 2

• Factor de sobrecarga (K_0)

Este factor se obtiene de la tabla 2. El tipo de fuente del movimiento primaria es uniforme, ya que se trata de un motor eléctrico. La maquina accionada, al tratarse de una mezcladora posee choques intensos. Por lo tanto de la tabla 2 se obtiene un valor:

$$K_0 = 1,75$$

• Factor de espesor de borde (K_b)

Este factor viene representado por el gráfico 2, donde la razón entre la altura del diente y el espesor del círculo primitivo del engranaje es mayor a 1,2. Del gráfico se obtiene un factor de espesor de borde:

$$K_b = 1$$

• Factor dinámico (K_v)

Este factor se obtiene de la ecuación (17). El nivel de precisión de transmisión para este tipo de engranajes es de $Q_v = 10$, obtenido de la tabla 3. Este factor aplicado en (19) se obtiene el valor de $B = 0,3969$.

Al aplicar el valor obtenido de la tabla 3 y el resultado de la ecuación (19) en (20), se obtiene un valor de $A = 83,7764$

La velocidad tangencial en el extremo del engranaje viene dada por la ecuación (18).

Aplicada en el engranaje 2 se obtiene una velocidad $v_t = 9,8175 \frac{m}{s}$

Se aplican los valores obtenidos en (18), (19) y (20) en la ecuación (17), obteniendo un valor de:

$$K_v = 1,1835$$

• Factor de distribución de carga (K_h)

Las variables para calcular este factor viene descritos a continuación:

a) Factor de coronamiento para engranajes sin coronamiento:

$$c_{me} = 1$$

b) Factor de ancho de cara, para un ancho de cara de 52 mm (2,0472 in) viene dado por la ecuación (25). Para el engranaje 2, el factor de ancho de cara equivale a:

$$c_{pf} = 0,0574$$

c) Factor de montaje para engranajes montados entre rodamientos, donde la relación entre la longitud total del eje entre los rodamientos y la distancia entre el centro del eje y el centro del engranaje es menor a 0,175:

$$c_{pm} = 1$$

• Distancia entre rodamientos = 226 mm

• Distancia entre centro eje y centro de engranaje = 27 mm

• Relación = 0,1195

d) Factor de alineamiento del engranaje dado por el gráfico 1:

$$c_{ma} = 0,12$$

e) Factor de ajuste de montaje para engranajes no ajustadas:

$$c_e = 1$$

Aplicado los valores de a), b), c), d) y e) en (23), se obtiene un factor de distribución de carga:

$$K_h = 1,1774$$

• Factor geométrico para a resistencia a la flexión (Y_j)

Este factor viene representado por el gráfico 3. Para un ángulo de hélice de 20° , un ángulo de presión normal de 20° y 30 dientes, se obtiene un factor geométrico para la resistencia a la flexión:

$$Y_j = 0,4610$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Resistencia a tensiones de flexión (σ_{fp})

La resistencia a tensiones de flexión para un acero de clase 2 viene dada por la ecuación (22). Para el acero seleccionado, la dureza superficial es, $HB = 170$ HB. Aplicando este valor en la ecuación (22) se obtiene una resistencia a flexión:

$$\sigma_{fp} = 232,51 \text{ Mpa}$$

• Factor de temperatura (Y_θ)

El factor de temperatura para temperaturas de servicio menores a 120°C es:

$$Y_\theta = 1$$

• Factor de fiabilidad (Y_z)

Para una fiabilidad del 95% se tiene una fiabilidad en ratio decimal de $R = 0,95$. Para este ratio, se utiliza la ecuación (28), obteniendo un factor de fiabilidad:

$$Y_z = 0,885$$

• Factor seguridad a tensiones de flexión (S_f)

El factor de seguridad a tensiones de flexión definido para el proyecto es:

$$S_f = 2$$

• Factor de tamaño (K_s)

Para el cálculo de este factor se necesita una estimación de la anchura de cara. Para el engranaje 2 se supone una anchura de cara $b = 52$ mm. El factor de forma de Lewis viene dado por la tabla 4, en función del número de dientes. Para el engranaje 2 con 30 dientes, $Y = 0,359$.

| Number of Teeth | Y | Number of Teeth | Y |
|--------------------|-------|--------------------|-------|
| 12 | 0.245 | 28 | 0.353 |
| 13 | 0.261 | 30 | 0.359 |
| 14 | 0.277 | 34 | 0.371 |
| 15 | 0.290 | 38 | 0.384 |
| 16 | 0.296 | 43 | 0.397 |
| 17 | 0.303 | 50 | 0.409 |
| 18 | 0.309 | 60 | 0.422 |
| 19 | 0.314 | 75 | 0.435 |
| 20 | 0.322 | 100 | 0.447 |
| 21 | 0.328 | 150 | 0.460 |
| 22 | 0.331 | 300 | 0.472 |
| 24 | 0.337 | 400 | 0.480 |
| 26 | 0.346 | Rack | 0.485 |

Tabla 4. Factor de forma o de Lewis en función del número de dientes.

Aplicados estos parámetros en la ecuación (16), se obtiene un factor de tamaño:

$$K_s = 1,0649$$

• Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia de flexión (Y_n)

Este factor viene representado en el gráfico 4. De este gráfico se obtiene la ecuación (37), que definirá el factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia de flexión.

$$Y_n = 1,3558(N)^{-0,0175} \quad (37)$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

La variable N es el número de rotaciones del engranaje para la vida especificada. Con 10^9 ciclos para el engranaje 2, de la ecuación (37) se obtiene el factor:

$$Y_n = 0,943$$

• **Factor geométrico para la resistencia a la formación de cavidades (Z_i)**

El factor geométrico para la resistencia a la formación de cavidades viene dado por la ecuación (30).

La variable m_g es definida por la ecuación (31), que para la etapa 1 es, $m_g = 1,6$.

Aplicando el valor obtenido en (31) en la ecuación (30) se obtiene:

$$Z_i = 0,0457$$

• **Coeficiente elástico (Z_e)**

El coeficiente elástico viene definido por la ecuación (36). Sustituyendo los valores del módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson para el acero en la ecuación (36) se obtiene un coeficiente elástico,

$$Z_e = 191 \sqrt{MPa}$$

• **Factor de seguridad a tensiones de contacto (S_h)**

El factor de seguridad a tensiones de contacto definido para el proyecto es:

$$S_h = 2$$

• **Factor de condición de carga (Z_r)**

El factor de condición de carga para el engranaje 2 es:

$$Z_r = 1$$

Este factor es igual a la unidad, ya que se han tenido en cuenta todos los factores que influyen en el diseño del engranaje.

• **Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a formación de cavidades (Z_n)**

Este factor viene representado en el gráfico 5. De este gráfico se obtiene la ecuación (38), que definirá el factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a formación de cavidades.

$$Z_n = 2,466 (N)^{-0,056} \quad (38)$$

La variable N es el número de rotaciones del engranaje para a vida especificada.

Con 10^9 ciclos para el engranaje 2, de la ecuación (38) se obtiene el factor:

$$Z_n = 0,7727$$

• **Factor de dureza (Z_w)**

Este factor viene dado por la ecuación (32). Este factor para el engranaje 2 es:

$$Z_w = 1$$

Este valor es unitario a causa de que los engranajes 2 y 3, tienen las mismas características y propiedades, una de ellas la dureza.

• **Resistencia a tensiones de contacto (σ_{hp})**

La resistencia a tensiones de contacto para un acero de clase 2 viene dada por la ecuación (35). Para el acero seleccionado, la dureza superficial es:

$$HB = 170 \text{ HB}$$

Aplicando este valor en la ecuación (35) se obtiene una resistencia a flexión:

$$\sigma_{hp} = 646,7 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (6), (16), (17) y (23), los datos de la tabla 2, los valores obtenidos en los gráficos 2 y 3, suponiendo una anchura de cara, $b = 52 \text{ mm}$ y el módulo transversal igual a 2,5; se obtiene mediante la ecuación (12), un valor de tensiones a flexión en el engranaje 2 de :

$$\sigma_f = 40,1137 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (22), (28) y (37) en la ecuación (13), con un factor de seguridad a tensiones de flexión $S_i = 2$ y un factor de temperatura $Y_\theta = 1$, se obtiene una máxima tensión a flexión admisible:

$$\sigma_{f,all} = 123,9264 \text{ MPa.}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (6), (16), (17), (23), (30) y (36), los datos de la tabla 2, suponiendo una anchura de cara, $b = 52$ mm y un factor de condición de carga igual a 1; se obtiene mediante la ecuación (14), un valor de tensiones a contacto en el engranaje 2 de :

$$\sigma_c = 701,6619 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (28), (32), (35) y (38) en la ecuación (15), con un factor de seguridad a tensiones de contacto $S_c = 2$ y un factor de temperatura $Y_\theta = 1$, se obtiene una máxima tensión a contacto admisible:

$$\sigma_{c,all} = 282,3077 \text{ MPa.}$$

Como las tensiones actuantes a contacto son mayores que las tensiones admisibles, se realizará un tratamiento para el aumento de las tensiones admisibles. Este tratamiento consistirá en un endurecimiento superficial del engranaje.

Para obtener la dureza mínima, se igualara de tensión máxima admisible a contacto de la ecuación (15), con el valor de la tensión a contacto en el engranaje 2 de la ecuación (14). Se calculará la nueva tensión a contacto actuante en el engranajes como muestra la ecuación (39):

$$\sigma_{hp\text{nueva}} = \frac{\sigma_c S_h Y_\theta Y_z}{Z_n Z_w} \quad (39)$$

Esta nueva dureza se aplicara en la ecuación (35), y se reformulará, aislando la dureza HB .

La nueva tensión a contacto obtenida en (39) es:

$$\sigma_{hp\text{nueva}} = 1607,3 \text{ MPa}$$

La ecuación (40), representa la ecuación (35) reformulada:

$$HB = \frac{\sigma_{hp\text{nueva}} - 237}{2,41} \quad (40)$$

De la ecuación (40) se obtiene la dureza necesaria para el engranaje 2:

$$HB = 568,6063 \text{ HB}$$

Reformulando las ecuaciones (12) y (14), se puede obtener el ancho de cara mínimo requerido para flexión y contacto. Las ecuaciones (41) y (42) representan el ancho de cara mínimo requerido para flexión y contacto, respectivamente:

$$b_f = W_t K_0 K_v K_s \frac{1}{\sigma_f m_t} \frac{K_h K_b}{Y_j} \quad (41)$$

$$b_c = \left(\frac{Y_\theta Y_z S_h Z_e}{\sigma_{hp} Z_n Z_w} \right)^2 W_t K_0 K_v K_s \frac{K_h K_r}{d_p Z_i} \quad (42)$$

De las ecuaciones (41) y (42) se obtiene:

$$b_f = 19,0820 \text{ mm}$$

$$b_c = 52 \text{ mm}$$

b) Engranaje 3

El engranaje 3 forma parte de la misma etapa que el engranaje 2. Por lo tanto actuarán sobre él los mismos esfuerzos, que sobre el engranaje 2, o incluso menores a causa de las pérdidas. Este engranaje será menos susceptible a las tensiones, debido a su mayor tamaño y menores velocidades. Así pues, este engranaje, se dimensionará con las mismas características que el engranaje 2.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

c) Engranaje 4

A continuación se detallarán los diferentes factores, anteriormente nombrados para el engranaje 4:

· Factor de sobrecarga (K_o)

Este factor se obtiene de la tabla 2. El tipo de fuente del movimiento primaria es uniforme, ya que se trata de un motor eléctrico. La maquina accionada, al tratarse de una mezcladora posee choques intensos. Por lo tanto de la tabla 2 se obtiene un valor:

$$K_o = 1,75$$

· Factor de espesor de borde (K_b)

Este factor viene representado por el gráfico 2, donde la razón entre la altura del diente y el espesor del círculo primitivo del engranaje es mayor a 1,2. Del gráfico se obtiene un factor de espesor de borde:

$$K_b = 1$$

· Factor geométrico para a resistencia a la flexión (Y_j)

Este factor viene representado por el gráfico 3. Para un ángulo de hélice de 20° , un ángulo de presión normal de 20° y 30 dientes, se obtiene un factor geométrico para la resistencia a la flexión:

$$Y_j = 0,44$$

· Factor dinámico (K_v)

Este factor se obtiene de la ecuación (17). El nivel de precisión de transmisión para este tipo de engranajes es de $Q_v = 10$, obtenido de la tabla 3. Este factor aplicado en (19) se obtiene el valor de $B = 0,3969$.

Al aplicar el valor obtenido de la tabla 3 y el resultado de la ecuación (19) en (20), se obtiene un valor de $A = 83,7764$

La velocidad tangencial en el extremo del engranaje viene dada por la ecuación (18).

Aplicada en el engranaje 4 se obtiene una velocidad $v_t = 6,1359 \frac{m}{s}$

Se aplican los valores obtenidos en (18), (19) y (20) en la ecuación (17), obteniendo un valor de:

$$K_v = 1,1487$$

· Factor de distribución de carga (K_h)

Las variables para calcular este factor viene descritos a continuación:

a) Factor de coronamiento para engranajes sin coronamiento:

$$c_{me} = 1$$

b) Factor de ancho de cara, para un ancho de cara de 64 mm (2,5197 in) viene dado por la ecuación (25). Para el engranaje 4, el factor de ancho de cara equivale a:

$$c_{pf} = 0,0793$$

c) Factor de montaje para engranajes montados entre rodamientos, donde la relación entre la longitud total del eje entre los rodamientos y la distancia entre el centro del eje y el centro del engranaje es mayor a 0,175:

$$c_{pm} = 1,1$$

· Distancia entre rodamientos = 226 mm

· Distancia entre centro eje y centro de engranaje = 41 mm

· Relación = 0,1814

d) Factor de alineamiento del engranaje dado por el gráfico 1:

$$c_{ma} = 0,12$$

e) Factor de ajuste de montaje para engranajes no ajustadas:

$$c_e = 1$$

Aplicado los valores de a), b), c), d) y e) en (23), se obtiene un factor de distribución de carga:

$$K_h = 1,2073$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Factor de tamaño (K_s)

Para el cálculo de este factor se necesita una estimación de la anchura de cara. Para el engranaje 4 se supone una anchura de cara $b = 64$ mm. El factor de forma de Lewis viene dado por la tabla 4, en función del número de dientes. Para el engranaje 4 con 30 dientes, $Y = 0,359$.

Aplicados estos parámetros en la ecuación (16), se obtiene un factor de tamaño:

$$K_s = 1,0746$$

• Resistencia a tensiones de flexión (σ_{fp})

La resistencia a tensiones de flexión para un acero de clase 2 viene dada por la ecuación (22). Para el acero seleccionado, la dureza superficial es, $HB = 170$ HB. Aplicando este valor en la ecuación (22) se obtiene una resistencia a flexión:

$$\sigma_{fp} = 232,51 \text{ Mpa}$$

• Factor de temperatura (Y_θ)

El factor de temperatura para temperaturas de servicio menores a 120°C es:

$$Y_\theta = 1$$

• Factor de fiabilidad (Y_z)

Para una fiabilidad del 95% se tiene una fiabilidad en ratio decimal de $R = 0,95$. Para este ratio, se utiliza la ecuación (28), obteniendo un factor de fiabilidad:

$$Y_z = 0,885$$

• Factor seguridad a tensiones de flexión (S_f)

El factor de seguridad a tensiones de flexión definido para el proyecto es:

$$S_f = 2$$

• Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia de flexión (Y_n)

Este factor viene representado en el gráfico 4. De este gráfico se obtiene la ecuación (37), que definirá el factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia de flexión.

Con $4 \cdot 10^8$ ciclos para el engranaje 4, de la ecuación (37) se obtiene el factor:

$$Y_n = 0,9512$$

• Factor geométrico para la resistencia a la formación de cavidades (Z_i)

El factor geométrico para la resistencia a la formación de cavidades viene dado por la ecuación (30).

La variable m_g es definida por la ecuación (31), que para la etapa 2 es, $m_g = 2,1651$.

Aplicando el valor obtenido en (31) en la ecuación (30) se obtiene:

$$Z_i = 0,053$$

• Factor de condición de carga (Z_r)

El factor de condición de carga para el engranaje 4 es:

$$Z_r = 1$$

Este factor es igual a la unidad, ya que se han tenido en cuenta todos los factores que influyen en el diseño del engranaje.

• Coeficiente elástico (Z_e)

El coeficiente elástico viene definido por la ecuación (36). Sustituyendo los valores del módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson para el acero en la ecuación (36) se obtiene un coeficiente elástico,

$$Z_e = 191 \sqrt{\text{MPa}}$$

• Factor de seguridad a tensiones de contacto (S_h)

El factor de seguridad a tensiones de contacto definido para el proyecto es:

$$S_h = 2$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

· Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a formación de cavidades (Z_n)

Este factor viene representado en el gráfico 5. De este gráfico se obtiene la ecuación (38), que definirá el factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a formación de cavidades.

Con $4 \cdot 10^8$ ciclos para el engranaje 4, de la ecuación (38) se obtiene el factor:

$$Z_n = 0,7727$$

· Factor de dureza (Z_w)

Este factor viene dado por la ecuación (32). Este factor para el engranaje 4 es:

$$Z_w = 1$$

Este valor es unitario a causa de que los engranajes 4 y 5, tienen las mismas características y propiedades, una de ellas la dureza.

· Resistencia a tensiones de contacto (σ_{hp})

La resistencia a tensiones de contacto para un acero de clase 2 viene dada por la ecuación (37). Para el acero seleccionado, la dureza superficial es:

$$HB = 170 \text{ HB}$$

Aplicando este valor en la ecuación (35) se obtiene una resistencia a flexión:

$$\sigma_{hp} = 646,7 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (6), (10), (17) y (23), los datos de la tabla 2, los valores obtenidos en los gráficos 2 y 3, suponiendo una anchura de cara, $b = 64 \text{ mm}$ y el módulo transversal igual a 2,5; se obtiene mediante la ecuación (12), un valor de tensiones a flexión en el engranaje 4 de :

$$\sigma_f = 52,1769 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (22), (28) y (37) en la ecuación (13), con un factor de seguridad a tensiones de flexión $S_f = 2$ y un factor de temperatura $Y_\theta = 1$, se obtiene una máxima tensión a flexión admisible:

$$\sigma_{f,all} = 124,95 \text{ MPa.}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (6), (16), (17), (23), (30) y (36), los datos de la tabla 2, suponiendo una anchura de cara, $b = 64 \text{ mm}$ y un factor de condición de carga igual a 1; se obtiene mediante la ecuación (14), un valor de tensiones a contacto en el engranaje 4 de :

$$\sigma_c = 725,6611 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (28), (32), (35) y (38) en la ecuación (15), con un factor de seguridad a tensiones de contacto $S_c = 2$ y un factor de temperatura $Y_\theta = 1$, se obtiene una máxima tensión a contacto admisible:

$$\sigma_{c,all} = 282,8367 \text{ MPa.}$$

Como las tensiones actuantes a contacto son mayores que las tensiones admisibles, se realizará un tratamiento para el aumento de las tensiones admisibles. Este tratamiento consistirá en un endurecimiento superficial del engranaje.

La nueva tensión a contacto obtenida en (39) es:

$$\sigma_{hpnueva} = 1619,1 \text{ MPa}$$

De la ecuación (40) se obtiene la dureza necesaria para el engranaje 4:

$$HB = 573,5004 \text{ HB}$$

De las ecuaciones (41) y (42) se obtiene:

$$b_f = 30,0961 \text{ mm}$$

$$b_c = 64 \text{ mm}$$

d) Engranaje 5

El engranaje 5 forma parte de la misma etapa que el engranaje 4. Por lo tanto actuarán sobre él los mismos esfuerzos que sobre el engranaje 4, o incluso menores a causa de las pérdidas. Este engranaje será menos susceptible a las tensiones, debido a su mayor tamaño y menores velocidades. Así pues, este engranaje, se dimensionará con las mismas características que el engranaje 4.

e) Engranaje 6

A continuación se detallarán los diferentes factores, anteriormente nombrados para el engranaje 6:

• Factor de sobrecarga (K_0)

Este factor se obtiene de la tabla 2. El tipo de fuente del movimiento primaria es uniforme, ya que se trata de un motor eléctrico. La máquina accionada, al tratarse de una mezcladora posee choques intensos. Por lo tanto de la tabla 8 se obtiene un valor:

$$K_0 = 1,75$$

• Factor dinámico (K_v)

Este factor se obtiene de la ecuación (17). El nivel de precisión de transmisión para este tipo de engranajes es de $Q_v = 10$, obtenido de la tabla 3. Este factor aplicado en (19) se obtiene el valor de $B = 0,3969$.

Al aplicar el valor obtenido de la tabla 3 y el resultado de la ecuación (19) en (20), se obtiene un valor de $A = 83,7764$

La velocidad tangencial en el extremo del engranaje viene dada por la ecuación (19).

Aplicada en el engranaje 6 se obtiene una velocidad $v_t = 2,6180 \frac{m}{s}$

Se aplican los valores obtenidos en (18), (19) y (20) en la ecuación (17), obteniendo un valor de:

$$K_v = 1,1006$$

• Factor de tamaño (K_s)

Para el cálculo de este factor se necesita una estimación de la anchura de cara. Para el engranaje 6 se supone una anchura de cara $b = 112$ mm. El factor de forma de Lewis viene dado por la tabla 4, en función del número de dientes. Para el engranaje 6 con 40 dientes, $Y = 0,39$.

Aplicados estos parámetros en la ecuación (16), se obtiene un factor de tamaño:

$$K_s = 1,0985$$

• Factor de distribución de carga (K_h)

Las variables para calcular este factor vienen descritas a continuación:

a) Factor de coronamiento para engranajes sin coronamiento:

$$c_{me} = 1$$

b) Factor de ancho de cara, para un ancho de cara de 112 mm (4,4094 in) viene dado por la ecuación (25).

Para el engranaje 6, el factor de ancho de cara equivale a:

$$c_{pf} = 0,1576$$

c) Factor de montaje para engranajes montados entre rodamientos, donde la relación entre la longitud total del eje entre los rodamientos y la distancia entre el centro del eje y el centro del engranaje es menor a 0,175:

$$c_{pm} = 1$$

• Distancia entre rodamientos = 226 mm

• Distancia entre centro eje y centro de engranaje = 17 mm

• Relación = 0,0752

d) Factor de alineamiento del engranaje dado por el gráfico 1:

$$c_{ma} = 0,12$$

e) Factor de ajuste de montaje para engranajes no ajustados:

$$c_e = 1$$

Aplicado los valores de a), b), c), d) y e) en (23), se obtiene un factor de distribución de carga:

$$K_h = 1,2776$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Factor geométrico para a resistencia a la flexión (Y_j)

Este factor viene representado por el gráfico 3. Para un ángulo de hélice de 20° , un ángulo de presión normal de 20° y 40 dientes, se obtiene un factor geométrico para la resistencia a la flexión:

$$Y_j = 0,53$$

• Resistencia a tensiones de flexión (σ_{fp})

La resistencia a tensiones de flexión para un acero de clase 2 viene dada por la ecuación (22). Para el acero seleccionado, la dureza superficial es, $HB = 170$ HB. Aplicando este valor en la ecuación (22) se obtiene una resistencia a flexión:

$$\sigma_{fp} = 232,51 \text{ Mpa}$$

• Fator de temperatura(Y_θ)

El factor de temperatura para temperaturas de servicio menores a 120°C es:

$$Y_\theta = 1$$

• Factor de fiabilidad (Y_z)

Para una fiabilidad del 95% se tiene una fiabilidad en ratio decimal de $R = 0,95$. Para este ratio, se utiliza la ecuación (28), obteniendo un factor de fiabilidad:

$$Y_z = 0,885$$

• Factor seguridad a tensiones de flexión (S_f)

El factor de seguridad a tensiones de flexión definido para el proyecto es:

$$S_f = 2$$

• Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia de flexión (Y_n)

Este factor viene representado en el gráfico 4. De este gráfico se obtiene la ecuación (37), que definirá el factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia de flexión.

Con $2,5 \cdot 10^8$ ciclos para el engranaje 6, de la ecuación (37) se obtiene el factor:

$$Y_n = 0,9666$$

• Factor geométrico para la resistencia a la formación de cavidades (Z_i)

El factor geométrico para la resistencia a la formación de cavidades viene dado por la ecuación (30).

La variable m_g es definida por la ecuación (31), que para la etapa 3 es, $m_g = 1,7321$.

Aplicando el valor obtenido en (31) en la ecuación (30) se obtiene:

$$Z_i = 0,0663$$

• Factor de condición de carga (Z_r)

El factor de condición de carga para el engranaje 6 es:

$$Z_r = 1$$

Este factor es igual a la unidad, ya que se han tenido en cuenta todos los factores que influyen en el diseño del engranaje.

• Coeficiente elástico (Z_e)

El coeficiente elástico viene definido por la ecuación (36). Sustituyendo los valores del módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson para el acero en la ecuación (36) se obtiene un coeficiente elástico,

$$Z_e = 191 \sqrt{\text{MPa}}$$

• Factor de seguridad a tensiones de contacto (S_h)

El factor de seguridad a tensiones de contacto definido para el proyecto es:

$$S_h = 2$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a formación de cavidades (Z_n)

Este factor viene representado en el gráfico 5. De este gráfico se obtiene la ecuación (38), que definirá el factor de vida para ciclaje de tensiones para la resistencia a formación de cavidades.

Con $2,5 \cdot 10^8$ ciclos para el engranaje 6, de la ecuación (38) se obtiene el factor:

$$Z_n = 0,835$$

• Factor de dureza (Z_w)

Este factor viene dado por la ecuación (32). Este factor para el engranaje 2 es:

$$Z_w = 1$$

Este valor es unitario a causa de que los engranajes 6 y 7, tienen las mismas características y propiedades, una de ellas la dureza.

• Resistencia a tensiones de contacto (σ_{hp})

La resistencia a tensiones de contacto para un acero de clase viene dada por la ecuación (35). Para el acero seleccionado, la dureza superficial es:

$$HB = 170 \text{ HB}$$

Aplicando este valor en la ecuación (35) se obtiene una resistencia a flexión:

$$\sigma_{hp} = 646,7 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (6), (10), (17) y (23), los datos de la tabla 2, los valores obtenidos en los gráficos 2 y 3, suponiendo una anchura de cara, $b = 112 \text{ mm}$ y el módulo transversal igual a 2,5; se obtiene mediante la ecuación (12), un valor de tensiones a flexión en el engranaje 6 de :

$$\sigma_f = 71,4428 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (22), (28) y (37) en la ecuación (13), con un factor de seguridad a tensiones de flexión $S_f = 2$ y un factor de temperatura $Y_\theta = 1$, se obtiene una máxima tensión a flexión admisible:

$$\sigma_{f,all} = 126,9697 \text{ MPa.}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (6), (16), (17), (23), (30) y (36), los datos de la tabla 2, suponiendo una anchura de cara, $b = 112 \text{ mm}$ y un factor de condición de carga igual a 1; se obtiene mediante la ecuación (14), un valor de tensiones a contacto en el engranaje 6 de :

$$\sigma_c = 721,8737 \text{ MPa}$$

Aplicando los valores obtenidos en las ecuaciones (28), (32), (35) y (38) en la ecuación (15), con un factor de seguridad a tensiones de contacto $S_c = 2$ y un factor de temperatura $Y_\theta = 1$, se obtiene una máxima tensión a contacto admisible:

$$\sigma_{c,all} = 305,0971 \text{ MPa.}$$

Como las tensiones actuantes a contacto son mayores que las tensiones admisibles, se realizará un tratamiento para el aumento de las tensiones admisibles. Este tratamiento consistirá en un endurecimiento superficial del engranaje.

La nueva tensión a contacto obtenida en (39) es:

$$\sigma_{hpnueva} = 1530,1 \text{ Mpa}$$

De la ecuación (40) se obtiene la dureza necesaria para el engranaje 6:

$$HB = 536,5652 \text{ HB}$$

De las ecuaciones (41) y (42) se obtiene:

$$b_f = 59,782 \text{ mm}$$

$$b_c = 112 \text{ mm}$$

f) Engranaje 7

El engranaje 7 forma parte de la misma etapa que el engranaje 6. Por lo tanto actuarán sobre él los mismos esfuerzos, que sobre el engranaje 6, o incluso menores a causa de las pérdidas. Este engranaje será menos susceptible a las tensiones, debido a su mayor tamaño y menores velocidades. Así pues, este engranaje, se dimensionará con las mismas características que el engranaje 6.

1.12.1.3. EJES

Para el cálculo del diámetro del eje, es necesario el análisis para la obtención de las fuerzas y momentos actuantes en el eje.

Para ello, se realizará el diagrama de sólido libre de los ejes, determinando el valor del máximo momento flector. Para cada eje, se considerarán las fuerzas que se producen en los ejes a causa de las fuerzas en los engranajes y las resistencias de los rodamientos.

A continuación se procederá al cálculo de las fuerzas en las reacciones en cada uno de los ejes:

a) Eje a

Las fuerzas actuantes en el eje a son:

- $W_{t2} = 926,0102 \text{ i N}$
- $W_{r2} = 358,6706 \text{ -j N}$
- $W_{a2} = 358,6706 \text{ -k N}$

Las fuerzas tangenciales y radiales se puede unir en una sola fuerza, para simplificar cálculos. Haciendo la suma vectorial de las componentes radial y tangencial, se obtiene la normal. La suma vectorial se realiza mediante la ecuación (43):

$$W_{n2} = \sqrt{W_{t2}^2 + W_{r2}^2} \quad (43)$$

$$W_{n2} = 993,0456 \text{ N}$$

Las incógnitas de este sistemas son:

- Reacciones en el rodamiento A (R_{ax} , R_{ay} , R_{az})
- Reacciones en el rodamiento B (R_{bx} , R_{by})

Igual que se hizo con las fuerzas radiales y tangenciales, las fuerzas en las reacciones se pueden simplificar con la suma vectorial del las componentes x e y .

En la figura 5, se muestra una representación gráfica del diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector actuante:

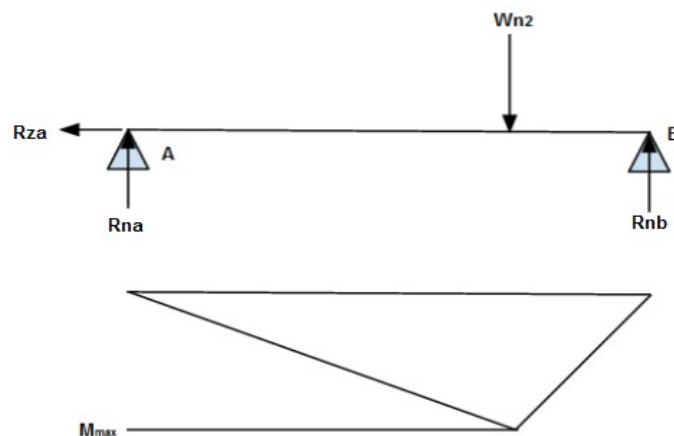


Figura 5. Diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector del eje a.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Las distancias entre los diferentes elementos son los siguientes:

- Distancia desde el rodamiento A al centro del engranaje 2, $\overline{A2} = 180 \text{ mm}$
- Distancia desde el centro del engranaje 2 al rodamiento B, $\overline{2B} = 86 \text{ mm}$

Con estos datos se procederá a calcular las resistencias en los ejes mediante el equilibrio del cuerpo.

$$\sum_i F_i = 0 \quad (44)$$

$$\sum_i M_i = 0 \quad (45)$$

Aplicando la ecuación (45), para el eje a se obtiene:

$$W_{n2} \cdot \overline{A2} - R_{na} \cdot (\overline{A2} + \overline{2B}) = 0 \quad (46)$$

Aplicando la ecuación (44), para el eje a se obtiene:

$$R_{na} - W_{n2} + R_{nb} = 0 \quad (47)$$

Aislando R_{na} de la ecuación (46) y sustituyendo se obtiene:

$$R_{na} = 321,0599 \text{ N}$$

Aplicando este valor en (47) y aislando R_{nb} , se obtiene:

$$R_{nb} = 671,9858 \text{ N}$$

Aplicando (53), las fuerzas en el eje **z** son:

$$R_{za} - W_{a2} = 0 \quad (48)$$

Aislando R_{za} , de la ecuación (48) y sustituyendo se obtiene:

$$R_{za} = 337,0402 \text{ k N}$$

El momento flector máximo se produce en el lugar donde se encuentra el centro del engranaje 2.

Para calcular el valor del momento se utiliza la ecuación (49):

$$M_{max} = R_{nb} \cdot \overline{2B} \quad (49)$$

Sustituyendo en la ecuación (49), los valores anteriormente obtenidos, el momento flector máximo actuante en el eje a es de:

$$M_{max} = 57,7908 \text{ Nm}$$

b) Eje b

Las fuerzas actuantes en el eje b son:

- $W_{t3} = 926,0102 \text{ -i N}$
- $W_{r3} = 358,6706 \text{ j N}$
- $W_{a3} = 337,0402 \text{ k N}$
- $W_{t4} = 1408,4 \text{ -i N}$
- $W_{r4} = 545,5237 \text{ -j N}$
- $W_{a4} = 512,6246 \text{ -k N}$

Las incógnitas de este sistemas son:

- Reacciones en el rodamiento C (R_{cx} , R_{cy})
- Reacciones en el rodamiento D (R_{dx} , R_{dy} , R_{dz})

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

En la figura 6, se muestra una representación gráfica del diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector actuante en el eje **yz**:

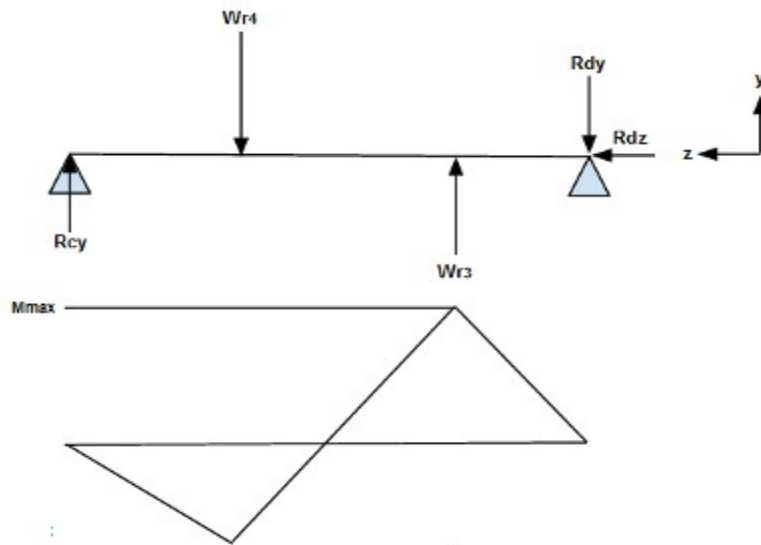


Figura 6. Diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector del eje b en el eje yz.

Las distancias entre los diferentes elementos son los siguientes:

- Distancia desde el rodamiento C al centro del engranaje 4, $\overline{C4} = 72$ mm.
- Distancia desde el centro del engranaje 4 al centro del engranaje 5, $\overline{43} = 108$ mm.
- Distancia desde el centro del engranaje 5 al rodamiento D, $\overline{3D} = 86$ mm.

Aplicando la ecuación (45), para el eje b se obtiene:

$$W_{r4} \cdot \overline{C4} - W_{r3} \cdot (\overline{C4} + \overline{34}) + R_{dy} \cdot (\overline{C4} + \overline{43} + \overline{3D}) = 0 \quad (50)$$

Aplicando la ecuación (44), para el eje b en la dirección **y**:

$$R_{cy} - W_{r4} + W_{r3} - R_{dy} = 0 \quad (51)$$

Aislado R_{dy} de la ecuación (50) se obtiene:

$$R_{dy} = 95,0489 \text{ -j N}$$

Aplicando este valor en (51) y aislando R_{cy} , se obtiene:

$$R_{cy} = 91,8042 \text{ j N}$$

Aplicando la ecuación (44) para el eje **z** se obtiene:

$$R_{dz} - W_{a4} + W_{a3} = 0 \quad (52)$$

Aislado R_{dz} de la ecuación (52) y sustituyendo, se obtiene:

$$R_{dz} = 175,5844 \text{ k N}$$

El momento flector máximo en el plano **yz** se produce en el lugar donde se encuentra el centro del engranaje 3.

Para calcular el valor del momento se utiliza la ecuación (53):

$$M_{maxyz} = R_{yd} \cdot \overline{3D} \quad (53)$$

Sustituyendo en la ecuación (53), los valores anteriormente obtenidos, el momento flector máximo actuante en el eje a en el plano **yz** es de:

$$M_{maxyz} = 6,6099 \text{ i Nm}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

En la figura 7, se muestra una representación gráfica del diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector actuante en el eje **xz**:

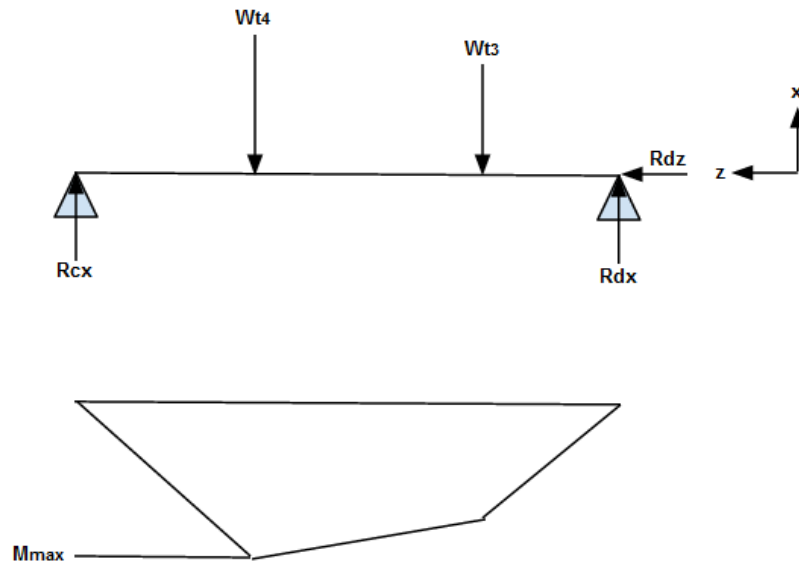


Figura 7. Diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector del eje b en el eje **xz**.

Las distancias entre los diferentes elementos son los siguientes:

- Distancia desde el rodamiento C al centro del engranaje 4, $\overline{C4} = 72$ mm.
- Distancia desde el centro del engranaje 4 al centro del engranaje 5, $\overline{43} = 108$ mm.
- Distancia desde el centro del engranaje 5 al rodamiento D, $\overline{3D} = 86$ mm.

Aplicando la ecuación (45), para el eje b se obtiene:

$$W_{t4} \cdot \overline{C4} + W_{t3} \cdot (\overline{C4} + \overline{34}) - R_{dx} \cdot (\overline{C4} + \overline{43} + \overline{3D}) = 0 \quad (54)$$

Aplicando la ecuación (44), para el eje b en la dirección **x**:

$$R_{cx} - W_{t4} - W_{t3} + R_{dx} = 0 \quad (55)$$

Aislado R_{dx} de la ecuación (54) se obtiene:

$$R_{dx} = 1007,9 \text{ i N}$$

Aplicando este valor en (55) y aislando R_{cx} , se obtiene:

$$R_{cx} = 1326,6 \text{ i N}$$

El momento flector máximo en el plano **yz** se produce en el lugar donde se encuentra el centro del engranaje 4.

Para calcular el valor del momento se utiliza la ecuación (56):

$$M_{maxxz} = R_{xc} \cdot \overline{C4} \quad (56)$$

Sustituyendo en la ecuación (56), los valores anteriormente obtenidos, el momento flector máximo actuante en el eje a en el plano **xz** es de:

$$M_{maxxz} = 95,514 \text{ i Nm}$$

La suma vectorial de máximo momento flector en los diferentes planos es el momento máximo actuante en el eje b.

$$M_{max} = \sqrt{M_{maxxz}^2 + M_{maxyz}^2} \quad (57)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (57) se obtiene:

$$M_{max} = 95,7425 \text{ Nm}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

c) Eje c

Las fuerzas actuantes en el eje c son:

- $W_{t5} = 1408,4 \text{ i N}$
- $W_{r5} = 545,5237 \text{ j N}$
- $W_{a5} = 512,6246 \text{ k N}$
- $W_{r6} = 1215,4 \text{ -j N}$
- $W_{a6} = 1142,1 \text{ -k N}$
- $W_{t6} = 3137,9 \text{ i N}$

Las incógnitas de este sistemas son:

- Reacciones en el rodamiento E (R_{ex}, R_{ey}, R_{ez})
- Reacciones en el rodamiento F (R_{fx}, R_{fy})

En la figura 8, se muestra una representación gráfica del diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector actuante en el eje **yz**:

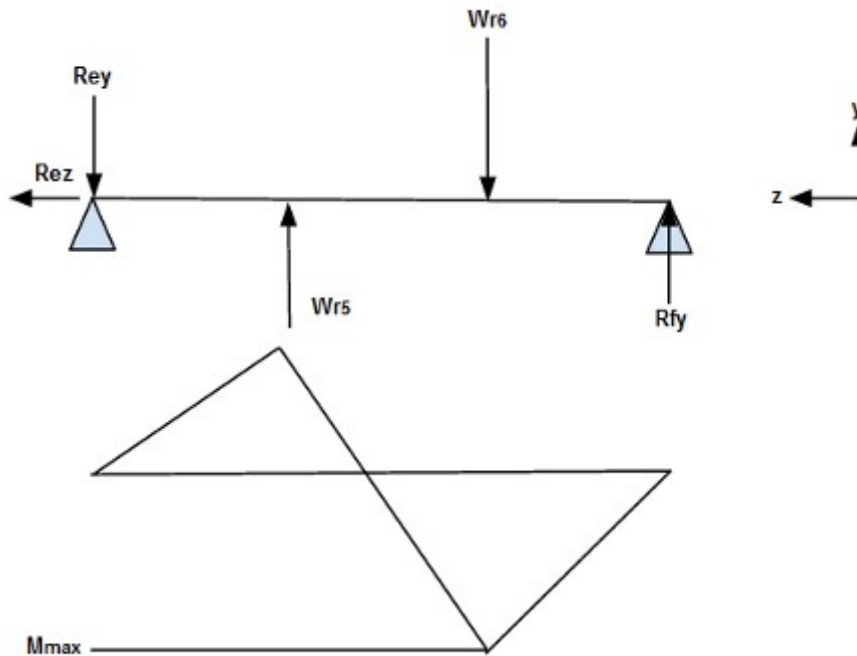


Figura 8. Diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector del eje c en el eje yz.

Las distancias entre los diferentes elementos son los siguientes:

- Distancia desde el rodamiento C al centro del engranaje 4, $\overline{E5} = 72 \text{ mm}$.
- Distancia desde el centro del engranaje 4 al centro del engranaje 5, $\overline{56} = 98 \text{ mm}$.
- Distancia desde el centro del engranaje 5 al rodamiento F, $\overline{6F} = 96 \text{ mm}$.

Aplicando la ecuación (45), para el eje c se obtiene:

$$W_{r5} \cdot \overline{E5} - W_{r6} \cdot (\overline{E5} + \overline{56}) + R_{fy} \cdot (\overline{E5} + \overline{56} + \overline{6F}) = 0 \quad (58)$$

Aplicando la ecuación (44), para el eje c en la dirección **y**:

$$-R_{ey} + W_{r5} - W_{r6} - R_{fy} = 0 \quad (59)$$

Aislado R_{fy} de la ecuación (58) se obtiene:

$$R_{fy} = 626,1051 \text{ j N}$$

Aplicando este valor en (59) y aislando R_{ey} , se obtiene:

$$R_{ey} = 40,7810 \text{ -j N}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando la ecuación (44) para el eje **z** se obtiene:

$$R_{ez} - W_{a4} + W_{a3} = 0 \quad (60)$$

Aislando R_{ez} de la ecuación (60) y sustituyendo, se obtiene:

$$R_{ez} = 9629,4870 \text{ k N}$$

El momento flector máximo en el plano **yz** se produce en el lugar donde se encuentra el centro del engranaje 6.

Para calcular el valor del momento se utiliza la ecuación (61):

$$M_{maxyz} = R_{fy} \cdot \overline{6F} \quad (61)$$

Sustituyendo en la ecuación (61), los valores anteriormente obtenidos, el momento flector máximo actuante en el eje c en el plano **yz** es de:

$$M_{maxyz} = 2,9362 \text{ i Nm}$$

En la figura 9, se muestra una representación gráfica del diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector actuante en el eje **xz**:

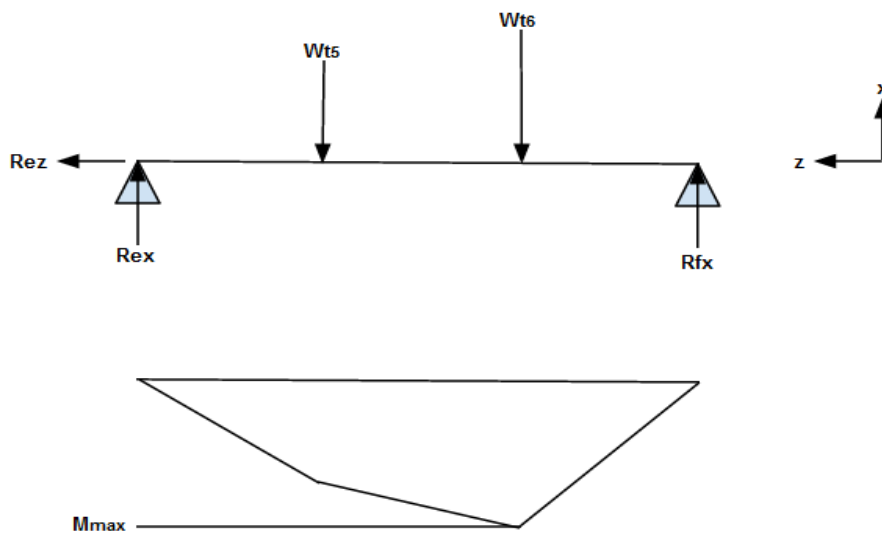


Figura 9. Diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector del eje c en el eje xz.

Las distancias entre los diferentes elementos son los siguientes:

- Distancia desde el rodamiento E al centro del engranaje 5, $\overline{E5} = 72 \text{ mm}$.
- Distancia desde el centro del engranaje 5 al centro del engranaje 6, $\overline{56} = 98 \text{ mm}$.
- Distancia desde el centro del engranaje 6 al rodamiento F, $\overline{6F} = 96 \text{ mm}$.

Aplicando la ecuación (45), para el eje c se tiene:

$$W_{t5} \cdot \overline{E5} + W_{t6} \cdot (\overline{E5} + \overline{56}) - R_{fx} \cdot (\overline{E5} + \overline{56} + \overline{6F}) = 0 \quad (62)$$

Aplicando la ecuación (44), para el eje c la dirección **x**:

$$R_{ex} - W_{t5} - W_{t6} + R_{fx} = 0 \quad (63)$$

Aislando R_{fx} de la ecuación (61) se obtiene:

$$R_{fx} = 2386,7 \text{ i N}$$

Aplicando este valor en (63) y aislando R_{ex} , se obtiene:

$$R_{ex} = 2159,7 \text{ i N}$$

El momento flector máximo en el plano **yz** se produce en el lugar donde se encuentra el centro del engranaje 6.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Para calcular el valor del momento se utiliza la ecuación (64):

$$M_{maxz} = R_{fx} \cdot \overline{6F} \quad (64)$$

Sustituyendo en la ecuación (64), los valores anteriormente obtenidos, el momento flector máximo actuante en el eje c en el plano **xz** es de:

$$M_{maxz} = 155,4971 \text{ i Nm}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (57) se obtiene:

$$M_{max} = 155,5248 \text{ Nm}$$

d) Eje d

Las fuerzas actuantes en el eje d son:

- $W_{r7} = 1215,4 \text{ j N}$
- $W_{a7} = 1142,1 \text{ k N}$
- $W_{t7} = 3137,9 \text{ -i N}$

Las fuerzas tangenciales y radiales se puede unir en una sola fuerza, para simplificar cálculos. Haciendo la suma vectorial de las componentes radial y tangencial, se obtiene la normal. La suma vectorial se realiza mediante la ecuación (65):

$$W_{n7} = \sqrt{W_{t7}^2 + W_{r7}^2} \quad (65)$$

$$W_{n7} = 3365,1 \text{ N}$$

Las incógnitas de este sistemas son:

- Reacciones en el rodamiento G (R_{gx} , R_{gy} , R_{gz})
- Reacciones en el rodamiento H (R_{hx} , R_{hy})

Igual que se hizo con las fuerzas radiales y tangenciales, las fuerzas en las reacciones se pueden simplificar con la suma vectorial de las componentes **x** e **y**.

En la figura 10, se muestra una representación gráfica del diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector actuante:

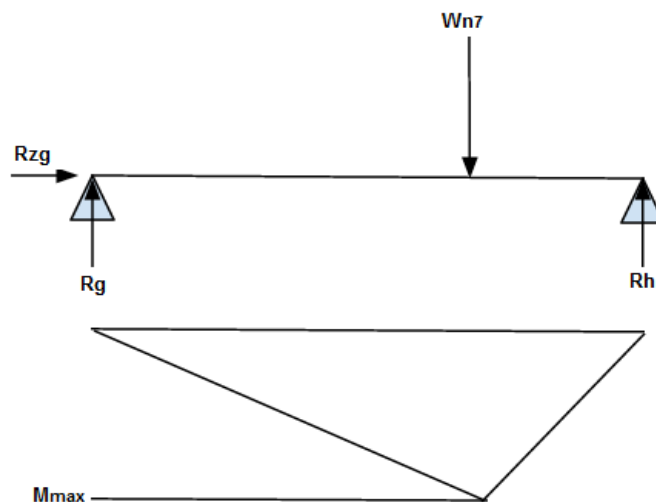


Figura 10. Diagrama del sólido libre y diagrama del momento flector del eje d.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Las distancias entre los diferentes elementos son los siguientes:

- Distancia desde el rodamiento G al centro del engranaje 7, $\overline{G7} = 180 \text{ mm}$
- Distancia desde el centro del engranaje 7 al rodamiento H, $\overline{7H} = 86 \text{ mm}$

Aplicando la ecuación (45), para el eje d se obtiene:

$$W_{n7} \cdot \overline{G7} - R_{na} \cdot (\overline{G7} + \overline{7H}) = 0 \quad (66)$$

Aplicando la ecuación (44), para el eje d se obtiene:

$$R_{ng} - W_{n7} + R_{nh} = 0 \quad (67)$$

Aislado R_{ng} de la ecuación (66) y sustituyendo se obtiene:

$$R_{ng} = 1214,5 \text{ N}$$

Aplicando este valor en (67) y aislando R_{nh} , se obtiene:

$$R_{nh} = 2150,6 \text{ N}$$

Aplicando (44), las fuerzas en el eje z son:

$$R_{zg} - W_{a7} = 0 \quad (68)$$

Aislado R_{zg} , de la ecuación (68) y sustituyendo se obtiene:

$$R_{zg} = 1142,1 \text{ k N}$$

El momento flector máximo se produce en el lugar donde se encuentra el centro del engranaje 7.

Para calcular el valor del momento se utiliza la ecuación (69):

$$M_{max} = R_{nh} \cdot \overline{7H} \quad (69)$$

Sustituyendo en la ecuación (69), los valores anteriormente obtenidos, el momento flector máximo actuante en el eje d es de:

$$M_{max} = 206,4594 \text{ Nm}$$

Para el cálculo de los diámetros de los ejes, se seguirá el criterio del DE-Elíptico. La ecuación (70) muestra el cálculo del diámetro del eje, mediante este sistema:

$$d = \left[\frac{16 \cdot S_f}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (70)$$

A continuación se explicarán términos de la ecuación (70):

• **Factor de seguridad (S_f)**

Es el factor de seguridad definido para el proyecto.

• **Momento flector máximo (M_a)**

Es el máximo momento flector actuante en el eje.

• **Par medio (T_m)**

Es el par medio actuante en el eje.

• **Tensión máxima a flexión admitida (S_y)**

Es la máxima tensión a flexión que admite el eje antes del fallo.

• **Factor de incremento de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas (k_f)**

Es el factor que tiene en consideración el incremento de las tensiones. Este incremento es causado por un concentrador de tensiones en el momento flector de fuerzas. Este factor viene dado por la ecuación (71):

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (71)$$

Donde q y k_t son la sensibilidad a la entalla a flexión y el factor de concentración de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas, respectivamente.

La sensibilidad a la entalla se obtiene del gráfico 6, en función del radio de entalla y el tipo de material.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

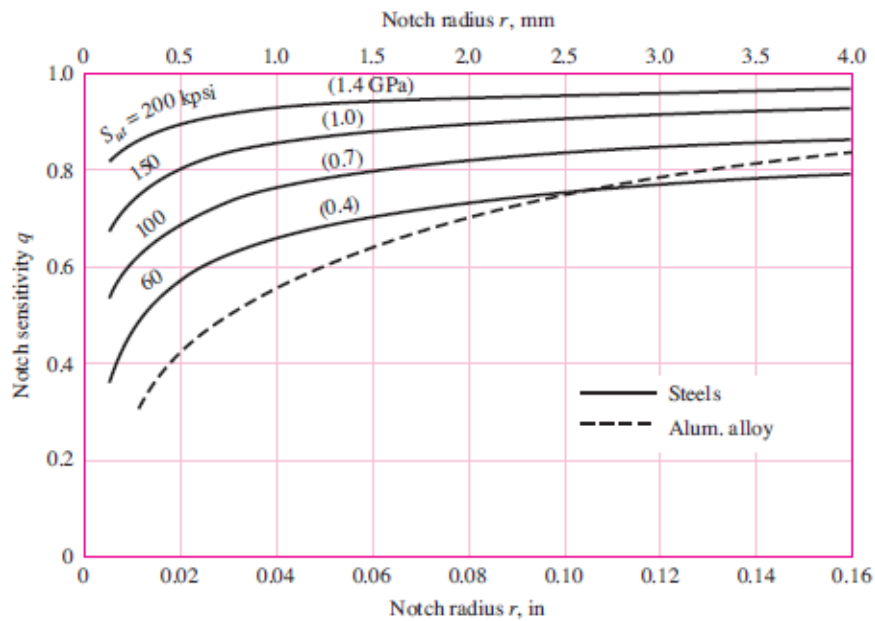


Gráfico 6. Determinación de la sensibilidad a la entalla por flexión.

El factor de concentración de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas se obtiene del gráfico 7 en función del ratio de la longitud del rasgo de chaveta y la profundidad y el ratio entre el ratio de entalla y la profundidad del rasgo de chaveta.

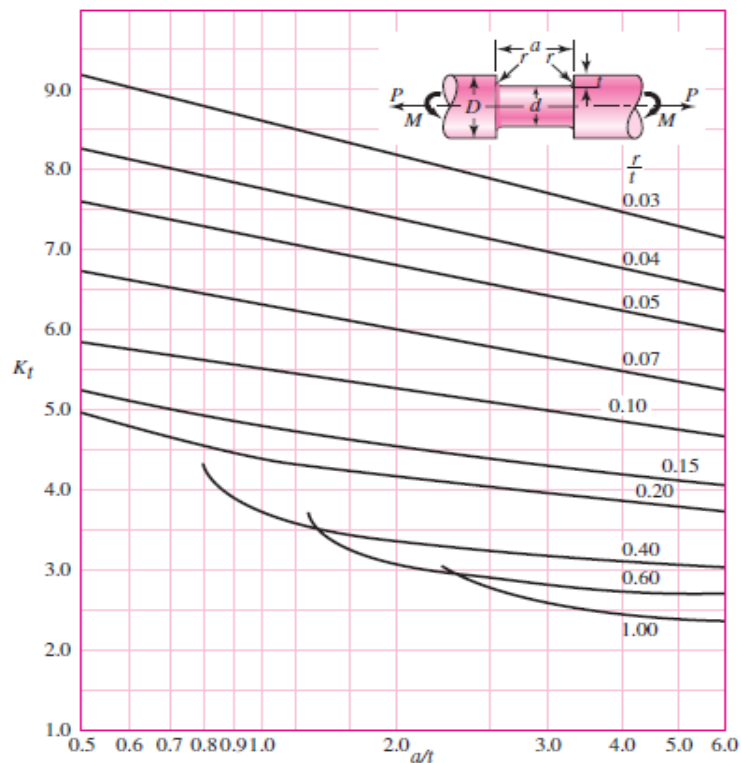


Gráfico 7. Factor de concentración de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Tensión máxima a flexión corregida (S_e)

Es la corrección a la tensión máxima a flexión admitida.

Este valor viene dado por la ecuación (72):

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (72)$$

A continuación se describen las variables de la ecuación (72):

1) Factor k_a :

Es el factor de superficie para el ensayo a fatiga. Este factor viene dado por la ecuación (73):

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (73)$$

Donde las variables a y b son proporcionados por la tabla 5.

| Surface Finish | Factor a | | Exponent b |
|------------------------|-----------------|----------------|--------------|
| | S_{ut} , kpsi | S_{ut} , MPa | |
| Ground | 1.34 | 1.58 | -0.085 |
| Machined or cold-drawn | 2.70 | 4.51 | -0.265 |
| Hot-rolled | 14.4 | 57.7 | -0.718 |
| As-forged | 39.9 | 272. | -0.995 |

Tabla 5. Variables a y b para el cálculo del factor de superficie k_a del ensayo de fatiga.

2) Factor k_b :

Es el factor de tamaño para el ensayo a fatiga. Este factor viene dado por la ecuación (74)

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (74)$$

Donde d es el diámetro del eje.

3) Factor k_c :

Es el factor de carga para el ensayo a fatiga. Este factor puede variar en función del tipo de carga:

a) Carga a flexión: $k_c = 1$.

b) Carga axial: $k_c = 0,85$.

c) Carga torsional: $k_c = 0,59$.

4) Factor k_d :

Es el factor de temperatura para el ensayo a fatiga. Este factor viene dado por la tabla 6.

| Temperature, °C | S_T/S_{RT} |
|-----------------|--------------|
| 20 | 1.000 |
| 50 | 1.010 |
| 100 | 1.020 |
| 150 | 1.025 |
| 200 | 1.020 |
| 250 | 1.000 |
| 300 | 0.975 |
| 350 | 0.943 |
| 400 | 0.900 |
| 450 | 0.843 |
| 500 | 0.768 |
| 550 | 0.672 |
| 600 | 0.549 |

Tabla 6. Factor de temperatura k_d para el ensayo a fatiga.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

5) Factor k_e

Es el factor de fiabilidad para el ensayo a fatiga. Este factor viene dado por la tabla 7.

| Reliability, % | Transformation Variate z_σ | Reliability Factor k_e |
|----------------|-----------------------------------|--------------------------|
| 50 | 0 | 1.000 |
| 90 | 1.288 | 0.897 |
| 95 | 1.645 | 0.868 |
| 99 | 2.326 | 0.814 |
| 99.9 | 3.091 | 0.753 |
| 99.99 | 3.719 | 0.702 |
| 99.999 | 4.265 | 0.659 |
| 99.9999 | 4.753 | 0.620 |

Tabla 7. Factor de fiabilidad k_e para el ensayo a fatiga.

6) Factor k'_i :

Este factor son los factores diversos para el ensayo a fatiga. Este factor considera los factores anteriormente no considerados.

7) Tensión máxima a flexión S'_e :

Es la tensión máxima a flexión admitida por el eje. Este valor viene dado por la ecuación (75):

$$S'_e = 0,504 S_{ut} \quad (75)$$

Donde S_{ut} es la tensión máxima a contacto medida en laboratorio.

Factor de incremento de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas (k_{fs})

Es el factor que tiene en consideración el incremento de las tensiones. Este incremento es causado por un concentrador de tensiones en el momento torsor de fuerzas. Este factor viene dado por la ecuación (76):

$$k_{fs} = 1 + q_s (k_{ts} - 1) \quad (76)$$

Donde q_s y k_{ts} son la sensibilidad a la entalla por torsión y el factor de concentración de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas, respectivamente.

La sensibilidad a la entalla se obtiene del gráfico 8, en función del radio de entalla y el tipo de material.

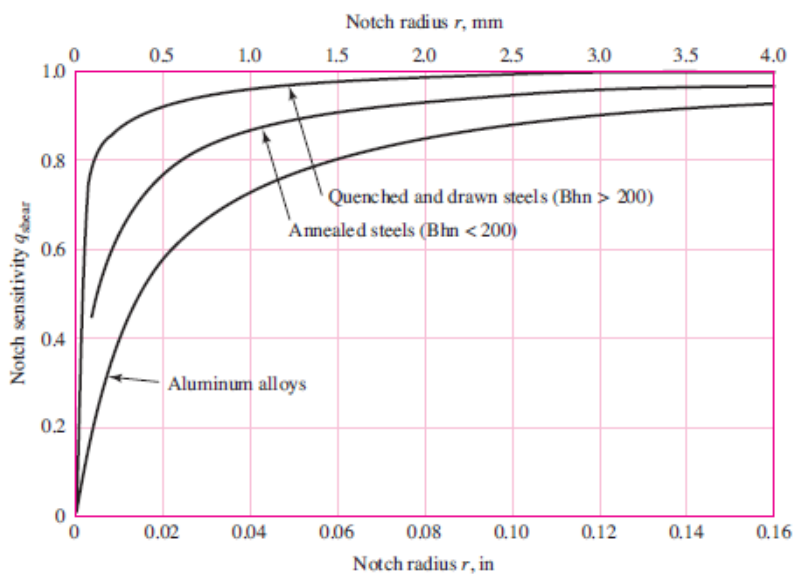


Gráfico 8. Determinación de la sensibilidad a la entalla por torsión.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

El factor de concentración de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas se obtiene del gráfico 9 en función del ratio de la longitud del rasgo de chaveta y la profundidad y el ratio entre el radio de entalla y la profundidad del rasgo de chaveta.

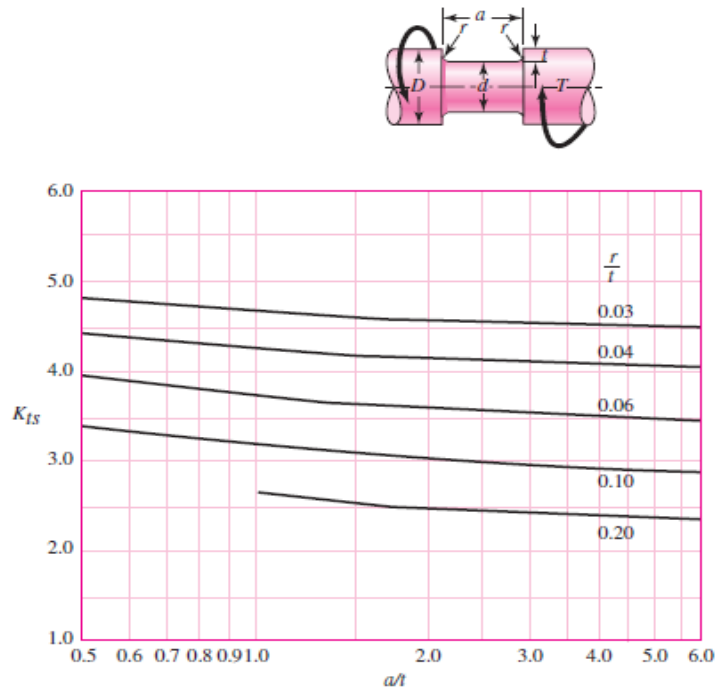


Gráfico 9. Factor de concentración de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas.

A continuación se van a detallar cada una de las variables de la ecuación (70), para cada uno de los ejes:

a) Eje a

- **Factor de seguridad (S_f)**

El factor de seguridad definido para el proyecto es:

$$S_f = 2$$

- **Momento flector máximo (M_a)**

El máximo momento flector actuante en el eje a es:

$$M_{max} = 57,7908 \text{ Nm}$$

- **Par medio (T_m)**

El par medio actuante en el eje a es:

$$T_m = 34,7254 \text{ Nm}$$

- **Tensión máxima a flexión admitida (S_y)**

La máxima tensión a flexión que admite el eje a antes del fallo es:

$$S_y = 260 \text{ MPa}$$

- **Factor de incremento de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas (k_f)**

Este factor viene dado por la ecuación (71):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 6 y 7.

Para el cálculo del factor de concentración de tensiones, se requiere calcular varias relaciones de la muela de la chaveta en el eje.

Estos valores se calculan mediante las ecuaciones (77) y (78):

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

$$\frac{a}{t} \quad (77)$$

$$\frac{r}{t} \quad (78)$$

Se va a suponer una longitud de muesca de $a = 58$ mm, una profundidad de $t = 4,1$ mm y un radio de base de $r = 0,4$ mm.

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{58}{4,1} = 14,14$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,4}{4,1} = 0,09$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 7:

$$q = 0,56$$

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 6.

$$k_t = 3,5$$

Con estos valores aplicados en la ecuación (71) se obtiene:

$$k_f = 2,4$$

• Tensión máxima a flexión corregida (S_e)

La corrección a la tensión máxima a flexión admitida viene dado por la ecuación (72).

A continuación se describen las variables de la ecuación (72) para el eje a:

1) Factor k_a :

El factor de superficie para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (73):

Las variables a y b de la ecuación (73) son proporcionados por la tabla 11.

$$a = 57,7$$

$$b = -0,718$$

S_{ut} es la tensión máxima a contacto medida en laboratorio.

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa}$$

Sustituyendo los valores de S_{ut} , a y b en la ecuación (72) se obtiene:

$$k_a = 0,696$$

2) Factor k_b :

El factor de tamaño para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (74)

Para ello se debe suponer un diámetro. En el caso del eje a se va a suponer un diámetro $d = 28,4399$ mm

Aplicando este valor en la ecuación (74) se obtiene:

$$k_b = 0,8686$$

3) Factor k_c :

El factor de carga para el ensayo a fatiga viene dado en función del tipo de carga.

Para el eje a con carga a flexión:

$$k_c = 1$$

4) Factor k_d :

El factor de temperatura para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 12.

Para una temperatura aproximada de 100°C se tiene:

$$k_d = 1$$

5) Factor k_e

El factor de fiabilidad para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 13.

Para una fiabilidad el 95% de tiene:

$$k_e = 0,868$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

6) Factor k'_f :

Todos factores diversos para el ensayo a fatiga para el eje a han sido considerados. Por lo tanto este valor equivaldrá a la unidad:

$$k'_f = 1$$

7) Tensión máxima a flexión S'_e :

La tensión máxima a flexión admitida por el eje a viene dado por la ecuación (75):

$$S'_e = 236,88 \text{ MPa}$$

Aplicando estos valores a la ecuación (72) se obtiene:

$$S_e = 124,2958 \text{ MPa}$$

• Factor de incremento de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas (k_{fs})

El factor que tiene en consideración el incremento de las tensiones viene dado por la ecuación (76):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 8 y 9:

Se va a suponer una longitud de muesca de $a = 58 \text{ mm}$, una profundidad de $t = 4,1 \text{ mm}$ y un radio de base de $r = 0,4 \text{ mm}$.

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{58}{4,1} = 14,14$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,4}{4,1} = 0,09$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 9:

$$q_s = 0,9$$

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 8.

$$k_{fs} = 2,8$$

Con estos valores aplicados en la ecuación (76) se tiene:

$$k_{fs} = 2,62$$

Aplicando estos valores a la ecuación (70) se obtiene el diámetro del eje a:

$$d_a = 28,4399 \text{ mm}$$

Para la facilidad de adquisición de ejes comerciales, se tomará $d^a = 30$, como diámetro del eje a.

b) Eje b

• Factor de seguridad (S_f)

El factor de seguridad definido para el proyecto es:

$$S_f = 2$$

• Momento flector máximo (M_a)

El máximo momento flector actuante en el eje b es:

$$M_{max} = 95,7425 \text{ Nm}$$

• Par medio (T_m)

El par medio actuante en el eje b es:

$$T_m = 52,8159 \text{ Nm}$$

• Tensión máxima a flexión admitida (S_y)

La máxima tensión a flexión que admite el eje b antes del fallo es:

$$S_y = 260 \text{ MPa}$$

• Factor de incremento de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas (k_f)

Este factor viene dado por la ecuación (71):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 6 y 7.

Se va a suponer una longitud de muesca de $a = 60 \text{ mm}$, una profundidad de $t = 4,7 \text{ mm}$ y un radio de base de $r = 0,6 \text{ mm}$.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{60}{4,7} = 12,76$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,6}{4,7} = 0,127$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 7:

$$q = 0,6$$

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 6.

$$k_t = 3,7$$

Con estos valores aplicados en la ecuación (71) se obtiene:

$$k_f = 2,62$$

• Tensión máxima a flexión corregida (S_e)

La corrección a la tensión máxima a flexión admitida viene dado por la ecuación (72).

A continuación se describen las variables de la ecuación (72) para el eje b:

1) Factor k_a :

El factor de superficie para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (73):

Las variables a y b de la ecuación (48) son proporcionados por la tabla 11.

$$a = 57,7$$

$$b = -0,718$$

S_{ut} es la tensión máxima a contacto medida en laboratorio.

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa}$$

Sustituyendo los valores de S_{ut} , a y b en la ecuación (73) se obtiene:

$$k_a = 0,696$$

2) Factor k_b :

El factor de tamaño para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (74)

Para ello se debe suponer un diámetro. En el caso del eje b se va a suponer un diámetro $d = 34,769 \text{ mm}$

Aplicando este valor en la ecuación (74) se obtiene:

$$k_b = 0,8501$$

3) Factor k_c :

El factor de carga para el ensayo a fatiga viene dado en función del tipo de carga.

Para el eje b con carga a flexión:

$$k_c = 1$$

4) Factor k_d :

El factor de temperatura para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 12.

Para una temperatura aproximada de 100°C se tiene:

$$k_d = 1$$

5) Factor k_e :

El factor de fiabilidad para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 13.

Para una fiabilidad el 95% de tiene:

$$k_e = 0,868$$

6) Factor k'_f :

Todos factores diversos para el ensayo a fatiga para el eje b han sido considerados. Por lo tanto este valor equivaldrá a la unidad:

$$k'_f = 1$$

7) Tensión máxima a flexión S'_e :

La tensión máxima a flexión admitida por el eje b viene dado por la ecuación (75):

$$S'_e = 236,88 \text{ MPa}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando estos valores a la ecuación (72) se obtiene:

$$S_e = 121,652 \text{ MPa}$$

• **Factor de incremento de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas (k_{ts})**

El factor que tiene en consideración el incremento de las tensiones viene dado por la ecuación (76):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 8 y 9:

Se va suponer una longitud de muesca de $a = 60 \text{ mm}$, una profundidad de $t = 4,7 \text{ mm}$ y un radio de base de $r = 0,6 \text{ mm}$.

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{60}{4,7} = 12,76$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,6}{4,7} = 0,127$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 9:

$$q_s = 0,92$$

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 8.

$$k_{ts} = 2,7$$

Con estos valores aplicados en la ecuación (76) se tiene:

$$k_{ts} = 2,7$$

Aplicando estos valores a la ecuación (70) se obtiene el diámetro del eje b:

$$d_b = 34,769 \text{ mm}$$

Para la facilidad de adquisición de ejes comerciales, se tomará $d_b = 35$, como diámetro del eje b.

c) Eje c

• **Factor de seguridad (S_f)**

El factor de seguridad definido para el proyecto es:

$$S_f = 2$$

• **Momento flector máximo (M_a)**

El máximo momento flector actuante en el eje c es:

$$M_{max} = 155,5249 \text{ Nm}$$

• **Par medio (T_m)**

El par medio actuante en el eje c es:

$$T_m = 125,517 \text{ Nm}$$

• **Tensión máxima a flexión admitida (S_y)**

La máxima tensión a flexión que admite el eje c antes del fallo es:

$$S_y = 260 \text{ MPa}$$

• **Factor de incremento de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas (k_f)**

Este factor viene dado por la ecuación (71):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 6 y 7.

Se va a suponer una longitud de muesca de $a = 62 \text{ mm}$, una profundidad de $t = 4,9 \text{ mm}$ y un radio de base de $r = 0,6 \text{ mm}$.

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{62}{4,9} = 12,65$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,4}{4,1} = 0,09$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 7:

$$q = 0,6$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 6.

$$k_t = 3,75$$

Con estos valores aplicados en la ecuación (71) se obtiene:

$$k_f = 2,65$$

· Tensión máxima a flexión corregida (S_e)

La corrección a la tensión máxima a flexión admitida viene dado por la ecuación (72).

A continuación se describen las variables de la ecuación (72) para el eje c:

1) Factor k_a :

El factor de superficie para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (73):

Las variables a y b de la ecuación (73) son proporcionados por la tabla 11.

$$a = 57,7$$

$$b = -0,718$$

S_{ut} es la tensión máxima a contacto medida en laboratorio.

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa}$$

Sustituyendo los valores de S_{ut} , a y b en la ecuación (73) se obtiene:

$$k_a = 0,696$$

2) Factor k_b :

El factor de tamaño para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (74)

Para ello se debe suponer un diámetro. En el caso del eje c se va a suponer un diámetro $d = 41,2732 \text{ mm}$

Aplicando este valor en la ecuación (74) se obtiene:

$$k_b = 0,8346$$

3) Factor k_c :

El factor de carga para el ensayo a fatiga viene dado en función del tipo de carga.

Para el eje c con carga a flexión:

$$k_c = 1$$

4) Factor k_d :

El factor de temperatura para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 12.

Para una temperatura aproximada de 100°C se tiene:

$$k_d = 1$$

5) Factor k_e :

El factor de fiabilidad para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 13.

Para una fiabilidad el 95% de tiene:

$$k_e = 0,868$$

6) Factor k'_f :

Todos factores diversos para el ensayo a fatiga para el eje c han sido considerados. Por lo tanto este valor equivaldrá a la unidad:

$$k'_f = 1$$

7) Tensión máxima a flexión S'_e :

La tensión máxima a flexión admitida por el eje c viene dado por la ecuación (75):

$$S'_e = 236,88 \text{ MPa}$$

Aplicando estos valores a la ecuación (72) se obtiene:

$$S_e = 119,4402 \text{ MPa}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

• Factor de incremento de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas (k_{fs})

El factor que tiene en consideración el incremento de las tensiones viene dado por la ecuación (76):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 8 y 9:

Se va a suponer una longitud de muesca de $a = 62$ mm, una profundidad de $t = 4,9$ mm y un radio de base de $r = 0,6$ mm.

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{62}{4,9} = 12,65$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,6}{4,9} = 0,122$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 9:

$$q_s = 0,92$$

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 8.

$$k_{fs} = 2,75$$

Con estos valores aplicados en la ecuación (76) se tiene:

$$k_{fs} = 2,61$$

Aplicando estos valores a la ecuación (70) se obtiene el diámetro del eje c:

$$d_c = 41,2732 \text{ mm}$$

Para la facilidad de adquisición de ejes comerciales, se tomará $d_c = 42$, como diámetro del eje c.

d) Eje d

• Factor de seguridad (S_f)

El factor de seguridad definido para el proyecto es:

$$S_f = 2$$

• Momento flector máximo (M_a)

El máximo momento flector actuante en el eje d es:

$$M_{max} = 206,4594 \text{ Nm}$$

• Par medio (T_m)

El par medio actuante en el eje d es:

$$T_m = 149,1456 \text{ Nm}$$

• Tensión máxima a flexión admitida (S_y)

La máxima tensión a flexión que admite el eje d antes del fallo es:

$$S_y = 260 \text{ MPa}$$

• Factor de incremento de tensiones causadas por un momento flector de fuerzas (k_f)

Este factor viene dado por la ecuación (71):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 6 y 7.

Se va a suponer una longitud de muesca de $a = 62$ mm, una profundidad de $t = 4,9$ mm y un radio de base de $r = 0,6$ mm.

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{62}{4,9} = 12,65$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,4}{4,1} = 0,09$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 7:

$$q = 0,6$$

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 6.

$$k_f = 3,75$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Con estos valores aplicados en la ecuación (71) se obtiene:

$$k_f = 2,65$$

• Tensión máxima a flexión corregida (S_e)

La corrección a la tensión máxima a flexión admitida viene dado por la ecuación (72).

A continuación se describen las variables de la ecuación (72) para el eje d:

1) Factor k_a :

El factor de superficie para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (73):

Las variables a y b de la ecuación (73) son proporcionados por la tabla 11.

$$a = 57,7$$

$$b = -0,718$$

S_{ut} es la tensión máxima a contacto medida en laboratorio.

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa}$$

Sustituyendo los valores de S_{ut} , a y b en la ecuación (73) se obtiene:

$$k_a = 0,696$$

2) Factor k_b :

El factor de tamaño para el ensayo a fatiga viene dado por la ecuación (74)

Para ello se debe suponer un diámetro. En el caso del eje d se va a suponer un diámetro $d = 41,8189 \text{ mm}$

Aplicando este valor en la ecuación (74) se obtiene:

$$k_b = 0,8335$$

3) Factor k_c :

El factor de carga para el ensayo a fatiga viene dado en función del tipo de carga.

Para el eje d con carga a flexión:

$$k_c = 1$$

4) Factor k_d :

El factor de temperatura para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 12.

Para una temperatura aproximada de 100°C se tiene:

$$k_d = 1$$

5) Factor k_e :

El factor de fiabilidad para el ensayo a fatiga viene dado por la tabla 13.

Para una fiabilidad el 95% de tiene:

$$k_e = 0,868$$

6) Factor k'_f :

Todos factores diversos para el ensayo a fatiga para el eje d han sido considerados. Por lo tanto este valor equivaldrá a la unidad:

$$k'_f = 1$$

7) Tensión máxima a flexión S'_e :

La tensión máxima a flexión admitida por el eje d viene dado por la ecuación (75):

$$S'_e = 236,88 \text{ MPa}$$

Aplicando estos valores a la ecuación (72) se obtiene:

$$S_e = 119,2724 \text{ MPa}$$

• Factor de incremento de tensiones causadas por un momento torsor de fuerzas (k_{fs})

El factor que tiene en consideración el incremento de las tensiones viene dado por la ecuación (76):

Las variables de esta ecuación son obtenidos de los gráficos 8 y 9:

Se va a suponer una longitud de muesca de $a = 62 \text{ mm}$, una profundidad de $t = 4,9 \text{ mm}$ y un radio de base de $r = 0,6 \text{ mm}$.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Para estos valores, las relaciones (77) y (78) son:

$$\frac{a}{t} = \frac{62}{4,9} = 12,65$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0,6}{4,9} = 0,122$$

Con estas relaciones, se obtiene del gráfico 9:

$$q_s = 0,92$$

Con el valor del radio de entalla, la sensibilidad a la entalla a flexión viene dado por el gráfico 8.

$$k_{ts} = 2,75$$

Con estos valores aplicados en la ecuación (76) se tiene:

$$k_{fs} = 2,61$$

Aplicando estos valores a la ecuación (70) se obtiene el diámetro del eje d:

$$d_d = 41,8189 \text{ mm}$$

Para la facilidad de adquisición de ejes comerciales, se tomará $d_d = 42$, como diámetro del eje d.

Una vez dimensionados los ejes, se realizará una comprobación de funcionamiento de los ejes. Esta comprobación se basará en el estudio de las velocidades críticas de los ejes.

Al aplicar un estímulo a un sistema, este responde a causa de la excitación producida. Todo sistema posee diferentes frecuencias de excitación llamadas frecuencias naturales. Estas frecuencias de excitación son características por su singularidad. Cuando un sistema opera a un valor cercano al de una de sus frecuencias naturales, este se excita, generando vibraciones. Esto quiere decir que un sistema excitado a su frecuencia natural causará perturbaciones en el sistema hasta la rotura.

En el caso de los ejes, la velocidad de rotación del eje tiene que ser muy pequeña en comparación a las frecuencias naturales. Las velocidades que coincide con las frecuencias naturales, se llaman velocidades críticas. Existen diferentes frecuencias naturales para cada uno de los tipos de flexiones: frecuencias naturales axiales, frecuencias naturales a flexión y frecuencias naturales a torsión.

Para los ejes proyectados se estudiarán, la primera frecuencia natural a torsión y las dos primeras a flexión.

· Frecuencia natural a torsión

La frecuencia natural a torsión para un engranaje viene dada por la ecuación (79).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{JG}{lI_m}} \quad (79)$$

Donde:

ω_n es la frecuencia natural.

G es el módulo de elasticidad transversal ($G_{\text{acero}} = 81 \cdot 10^9 \text{ MPa}$).

l es la longitud del cilindro.

J es momento de inercia transversal de volumen. Para un cilindro macizo viene dado por la ecuación (80):

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (80)$$

I_m es el momento de inercia en masa. Para un cilindro macizo viene dado por la ecuación (81):

$$I_m = \frac{m d^2}{8} \quad (81)$$

La variable d de las ecuaciones (80) y (81) es el diámetro del eje.

La variable m de (81) es la masa de los engranaje del sistema.

Para varios engranajes, la frecuencia natural a torsión viene dada por la ecuación (82):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{JG}{l} \frac{I_{m1} + I_{m2}}{I_{m1} I_{m2}}} \quad (82)$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

· Frecuencias naturales a flexión

Las frecuencias naturales a flexión vienen dadas por la ecuación (83):

$$|[k] - [m]\omega_n^2| = 0 \quad (83)$$

Donde:

ω_n es la frecuencia natural.

$[k]$ es la matriz de rigidez.

$[m]$ es la matriz de masas.

Para la obtención de las matrices, se requiere calcular los desplazamientos virtuales del eje.

Para ello, se aplicarán tantas divisiones el eje como frecuencias se deseen calcular. Después, se aplicarán unas fuerzas virtuales en cada uno de los centros de las divisiones, excepto uno. Después se calcularán los desplazamientos en cada uno de los centros de las divisiones, causadas por las fuerzas virtuales aplicadas en estos mismos puntos. El valor de los desplazamientos virtuales vienen dado por la ecuación (84):

$$u = \frac{F a (l-x)}{6 E I l} (x^2 + a^2 - 2 l x) \quad (84)$$

Donde:

F es la fuerza virtual aplicada.

l es la longitud del eje.

a es la distancia desde la referencia al punto de aplicación de la fuerza.

x es la distancia desde la referencia al punto donde se quiere medir el desplazamiento.

E es el módulo de elasticidad ($E_{acero} = 210 \cdot 10^9$ Mpa).

I es el momento de inercia longitudinal en volumen. Para un cilindro macizo viene dado por la ecuación (85):

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (85)$$

Donde d es el diámetro del eje.

Con estos desplazamientos, se confeccionará la matriz de desplazamientos.

La matriz de rigidez se obtendrá, mediante la inversión de la matriz de desplazamientos.

La matriz de masas se confeccionará a partir de las masas de las secciones divididas. Estas masas se dispondrán en la diagonal de la matriz de masas, convirtiéndola en una matriz diagonal.

Después se realizarán los cálculos pertinentes al aplicar la ecuación (83), hallando las frecuencias naturales.

A continuación se procederá al cálculo de las frecuencias naturales del los ejes:

a) Eje a

· Frecuencias naturales a flexión:

Los segmentos de este eje estarán divididos de la siguiente forma:

- Del rodamiento A al punto de separación del segmento 1, $\overline{AI} = 134$ mm.
- Del punto de separación del segmento 1 al segmento 2, $\overline{I2} = 90$ mm.
- Del punto de separación del segmento 2 al rodamiento B, $\overline{2B} = 90$ mm.

Las fuerzas virtuales se aplicarán en el centro de los segmentos 1 y 2.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

La figura 11 muestra un esquema aproximado de la división realiza y del punto de aplicación de las fuerzas.

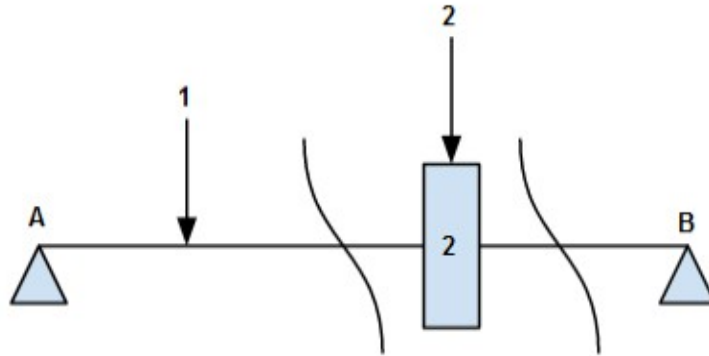


Figura 11. Esquema eje a para el cálculo de desplazamientos virtuales.

Aplicando la ecuación (85) se obtiene:

$$I = 3,9761 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Aplicando la ecuación (84), obtenemos la siguiente matriz de desplazamientos:

$$u = \begin{bmatrix} 3,7656 \cdot 10^{-8} & 3,3056 \cdot 10^{-8} \\ 3,3056 \cdot 10^{-8} & 3,5963 \cdot 10^{-8} \end{bmatrix} \text{ m}$$

Invirtiendo la matriz, se obtiene la matriz de rigidez:

$$k = \begin{bmatrix} 1,7755 \cdot 10^9 & -1,5846 \cdot 10^9 \\ -1,5846 \cdot 10^9 & 1,8591 \cdot 10^9 \end{bmatrix} \frac{N}{m}$$

Para la obtención de la matriz de masas, se multiplicará la densidad del acero (7850 kg/m^3) por el volumen, como indica la ecuación (86):

$$m = V \cdot \rho \quad (86)$$

El volumen de un cilindro macizo es dado por la ecuación (87):

$$V = \frac{\pi d^2 l}{4} \quad (87)$$

En el segmento 1, la masa total sera la masa del segmento 1 de eje. Aplicando la ecuación (87), se obtiene:

$$V_1 = 9,4719 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

En el segmento 2, la masa total sera la masa del segmento 2 del eje mas la masa del engranaje 2.

Aplicando la ecuación (87) para cada uno de los elementos se obtiene:

$$V_2 = 2,3245 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Aplicando la ecuación (86) a los volúmenes calculados obtenemos:

$$m_1 = 0,7435 \text{ kg}$$

$$m_2 = 2,0142 \text{ kg}$$

$$m_{\text{engranaje2}} = 1,8034 \text{ kg}$$

Por lo tanto la matriz de masas resultante será:

$$m = \begin{bmatrix} 0,7435 & 0 \\ 0 & 2,0142 \end{bmatrix} \text{ kg}$$

Aplicando la ecuación (83), se obtienen las siguientes frecuencias naturales:

$$\omega_{n1} = 30765,9308 \text{ rpm}$$

$$\omega_{n2} = 149793,1287 \text{ rpm}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

· Frecuencias naturales a torsión:

De las ecuaciones (80) y (81) se obtiene:

$$J = 7,9522 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_m = 1,268 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Aplicando estos valores en (79) se obtiene:

$$\omega_{nt} = 5762,0894 \text{ rpm}$$

b) Eje b

· Frecuencias naturales a flexión:

Los segmentos de este eje estarán divididos de la siguiente forma:

– Del rodamiento C al punto de separación del segmento 1, $\overline{CI} = 129 \text{ mm}$.

– Del punto de separación del segmento 1 al segmento 2, $\overline{I2} = 102 \text{ mm}$.

– Del punto de separación del segmento 2 al rodamiento D, $\overline{2D} = 35 \text{ mm}$.

Las fuerzas virtuales se aplicarán en el centro de los segmentos 1 y 2.

La figura 12 muestra un esquema aproximado de la división realizada y del punto de aplicación de las fuerzas.

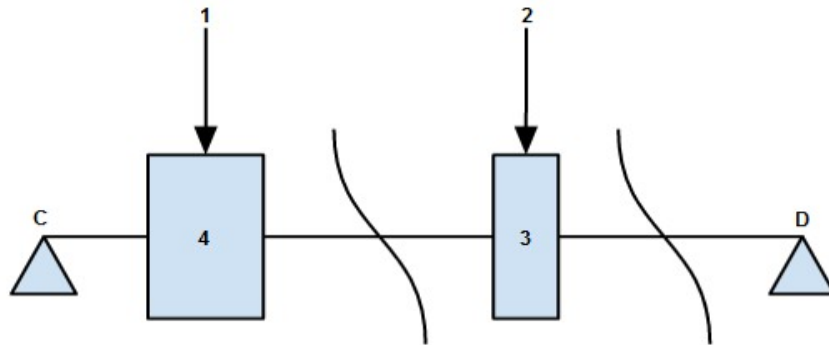


Figura 12. Esquema eje b para el cálculo de desplazamientos virtuales.

Aplicando la ecuación (85) se obtiene:

$$I = 7,3662 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Aplicando la ecuación (84), obtenemos la siguiente matriz de desplazamientos:

$$u = \begin{bmatrix} 1,5805 \cdot 10^{-8} & 1,4591 \cdot 10^{-8} \\ 1,4591 \cdot 10^{-8} & 1,9412 \cdot 10^{-8} \end{bmatrix} \text{ m}$$

Invirtiendo la matriz, se obtiene la matriz de rigidez:

$$k = \begin{bmatrix} 1,7755 \cdot 10^9 & -1,5846 \cdot 10^9 \\ -1,5846 \cdot 10^9 & 1,8591 \cdot 10^9 \end{bmatrix} \frac{N}{m}$$

Para la obtención de la matriz de masas, se multiplicará la densidad del acero (7850 kg/m^3) por el volumen.

En el segmento 1, la masa total será la masa del segmento 1 de eje más la masa del engranaje 4.

Aplicando la ecuación (87), se obtiene:

$$V_1 = 2,8371 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

En el segmento 2, la masa total será la masa del segmento 2 del eje más la masa del engranaje 3.

Aplicando la ecuación (87) para cada uno de los elementos se obtiene:

$$V_2 = 5,8616 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando la ecuación (86) a los volúmenes calculados obtenemos:

$$m_1 = 2,7085 \text{ kg}$$

$$m_2 = 4,9927 \text{ kg}$$

$$m_{\text{engranaje3}} = 4,6166 \text{ kg}$$

$$m_{\text{engranaje4}} = 2,2195 \text{ kg}$$

Por lo tanto la matriz de masas resultante será:

$$m = \begin{bmatrix} 2,7085 & 0 \\ 0 & 4,9927 \end{bmatrix} \text{ kg}$$

Aplicando la ecuación (83), se obtienen las siguientes frecuencias naturales:

$$\omega_{n1} = 74202,3973 \text{ rpm}$$

$$\omega_{n2} = 297032,248 \text{ rpm}$$

· Frecuencias naturales a torsión:

De las ecuaciones (80) y (81) se obtiene:

$$J = 1,4732 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_{\text{engranaje3}} = 8,3099 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$I_{\text{engranaje4}} = 1,5606 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Aplicando estos valores en (82) se obtiene:

$$\omega_{nt} = 128707,2462 \text{ rpm}$$

b) Eje c

· Frecuencias naturales a flexión:

Los segmentos de este eje estarán divididos de la siguiente forma:

– Del rodamiento F al punto de separación del segmento 1, $\overline{FI} = 109 \text{ mm}$.

– Del punto de separación del segmento 1 al segmento 2, $\overline{I2} = 137 \text{ mm}$.

– Del punto de separación del segmento 2 al rodamiento F, $\overline{2F} = 20 \text{ mm}$.

Las fuerzas virtuales se aplicarán en el centro de los segmentos 1 y 2.

La figura 13 muestra un esquema aproximado de la división realiza y del punto de aplicación de las fuerzas.

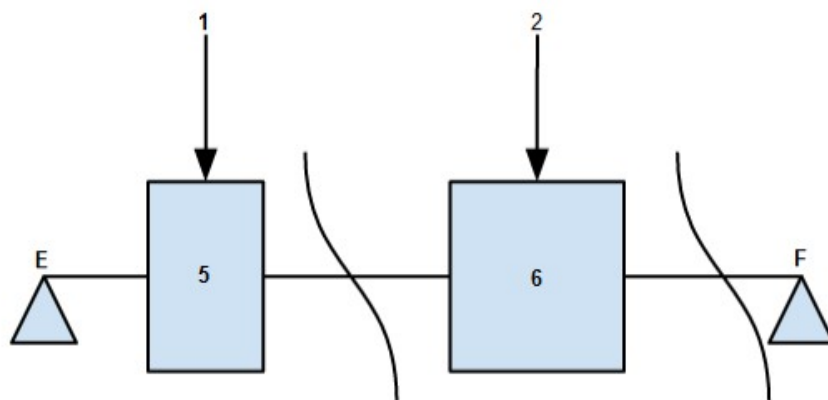


Figura 13. Esquema eje c para el cálculo de desplazamientos virtuales.

Aplicando la ecuación (85) se obtiene:

$$I = 1,5275 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando la ecuación (84), obtenemos la siguiente matriz de desplazamientos:

$$u = \begin{bmatrix} 7,6219 \cdot 10^{-9} & 2,7185 \cdot 10^{-9} \\ 2,7185 \cdot 10^{-9} & 10,405 \cdot 10^{-9} \end{bmatrix} \text{ m}$$

Invertiendo la matriz, se obtiene la matriz de rigidez:

$$k = \begin{bmatrix} 1,4468 \cdot 10^9 & -3,78^8 \\ -3,78 \cdot 10^8 & 1,0,598 \cdot 10^9 \end{bmatrix} \frac{N}{m}$$

Para la obtención de la matriz de masas, se multiplicará la densidad del acero (7850 kg/m³) por el volumen.

En el segmento 1, la masa total sera la masa del segmento 1 de eje mas la masa del engranaje 5.

Aplicando la ecuación (87), se obtiene:

$$V_1 = 1,1403 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

En el segmento 2, la masa total sera la masa del segmento 2 del eje mas la masa del engranaje 6.

Aplicando la ecuación (87) para cada uno de los elementos se obtiene:

$$V_2 = 1,4244 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Aplicando la ecuación (86) a los volúmenes calculados obtenemos:

$$m_1 = 14,3578 \text{ kg}$$

$$m_2 = 4,6993 \text{ kg}$$

$$m_{\text{engranaje5}} = 13,8721 \text{ kg}$$

$$m_{\text{engranaje6}} = 4,4193 \text{ kg}$$

Por lo tanto la matriz de masas resultante será:

$$m = \begin{bmatrix} 14,3578 & 0 \\ 0 & 4,46993 \end{bmatrix} \text{ kg}$$

Aplicando la ecuación (83), se obtienen las siguientes frecuencias naturales:

$$\omega_{n1} = 27943,7332 \text{ rpm}$$

$$\omega_{n2} = 46847,0624 \text{ rpm}$$

· Frecuencias naturales a torsión:

De las ecuaciones (80) y (81) se obtiene:

$$J = 3,0549 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_{\text{mengranaje5}} = 6,0961 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$$

$$I_{\text{mengranaje6}} = 3,5354 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Aplicando estos valores en (82) se obtiene:

$$\omega_{nt} = 259857,232 \text{ rpm}$$

d) Eje d

· Frecuencias naturales a flexión:

Los segmentos de este eje estarán divididos de la siguiente forma:

– Del rodamiento G al punto de separación del segmento 1, $\overline{GI} = 94 \text{ mm}$.

– Del punto de separación del segmento 1 al segmento 2, $\overline{I2} = 152 \text{ mm}$.

– Del punto de separación del segmento 2 al rodamiento H, $\overline{2H} = 20 \text{ mm}$.

Las fuerzas virtuales se aplicarán en el centro de los segmentos 1 y 2.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

La figura 14 muestra un esquema aproximado de la división realiza y del punto de aplicación de las fuerzas.

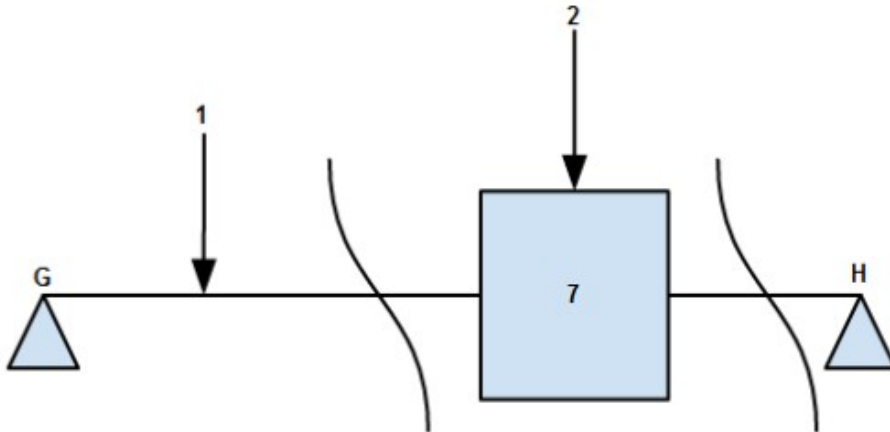


Figura 14. Esquema eje d para el cálculo de desplazamientos virtuales.

Aplicando la ecuación (85) se obtiene:

$$I = 1,5275 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

Aplicando la ecuación (84), obtenemos la siguiente matriz de desplazamientos:

$$u = \begin{bmatrix} 4,1388 \cdot 10^{-9} & 5,229 \cdot 10^{-9} \\ 5,229 \cdot 10^{-9} & 1,0405 \cdot 10^{-9} \end{bmatrix} \text{ m}$$

Invirtiendo la matriz, se obtiene la matriz de rigidez:

$$k = \begin{bmatrix} 6,6182 \cdot 10^8 & -3,3260 \cdot 10^8 \\ -3,3260 \cdot 10^8 & 2,6325 \cdot 10^8 \end{bmatrix} \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Para la obtención de la matriz de masas, se multiplicará la densidad del acero (7850 kg/m^3) por el volumen.

En el segmento 1, la masa total sera la masa del segmento 1 de eje. Aplicando la ecuación (87), se obtiene:

$$V_1 = 1,3023 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

En el segmento 2, la masa total sera la masa del segmento 2 del eje mas la masa del engranaje 7.

Aplicando la ecuación (87) para cada uno de los elementos se obtiene:

$$V_2 = 3,5740 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Aplicando la ecuación (86) a los volúmenes calculados obtenemos:

$$m_1 = 1,0223 \text{ kg}$$

$$m_2 = 30,4133 \text{ kg}$$

$$m_{\text{engranaje7}} = 27,6209 \text{ kg}$$

Por lo tanto la matriz de masas resultante será:

$$m = \begin{bmatrix} 1,0223 & 0 \\ 0 & 30,4133 \end{bmatrix} \text{ kg}$$

Aplicando la ecuación (83), se obtienen las siguientes frecuencias naturales:

$$\omega_{n1} = 16894,4303 \text{ rpm}$$

$$\omega_{n2} = 244004,616 \text{ rpm}$$

· Frecuencias naturales a torsión:

De las ecuaciones (80) y (81) se obtiene:

$$J = 3,0549 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_m = 0,1381 \text{ kgm}^2$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando estos valores en (79) se obtiene:

$$\omega_{nt} = 11971,7096 \text{ rpm}$$

Así pues, se puede concluir que ninguna velocidad de giro de los ejes se aproximará a ninguna de sus velocidades críticas.

1.12.1.4. CHAVETAS

Se realizarán diversas comprobaciones en las chavetas para asegurar la integridad del proyecto. Las chavetas pueden sufrir fallo por dos tipos de tensiones: tensiones cortantes o tensiones a compresión.

La ecuación (88) determina la longitud mínima necesaria para evitar el fallo por tensiones cortantes:

$$l = \frac{2 T F_s}{0,577 d S_y t} \quad (88)$$

Donde:

l es la longitud de la chaveta.

T es el par de fuerzas actuante en la chaveta.

F_s es el factor de seguridad del proyecto

d es el diámetro del eje

S_y es la tensión máxima admisible.

t es la anchura de la chaveta.

La ecuación (89) determina la longitud mínima necesaria para evitar el fallo por tensiones a compresión:

$$l = \frac{4 T F_s}{d S_y h} \quad (89)$$

Donde h es la altura de la chaveta.

Las chavetas se dimensionarán en función del eje al cual se fijarán.

Al seleccionarse chaveta comerciales, las dimensiones están establecidas.

a) Eje a

Las dimensiones de la chaveta para el eje a vienen descritas a continuación:

$$h = 7,2 \text{ mm}$$

$$t = 8 \text{ mm}$$

$$l = 58 \text{ mm}$$

· Tensiones cortantes

Aplicando la ecuación (88) se obtiene:

$$l = 3,8579 \text{ mm}$$

· Tensiones a compresión

Aplicado la ecuación (89) se obtiene:

$$l = 4,9460 \text{ mm}$$

b) Eje b

Las dimensiones de la chaveta para el eje b vienen descritas a continuación:

$$h = 8,2 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

$$l = 60 \text{ mm}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

- Tensiones cortantes

Aplicando la ecuación (88) se obtiene:

$$l = 4,0235 \text{ mm}$$

- Tensiones a compresión

Aplicado la ecuación (89) se obtiene:

$$l = 5,6625 \text{ mm}$$

c) Eje c

Las dimensiones de la chaveta para el eje c vienen descritas a continuación:

$$h = 8,2 \text{ mm}$$

$$t = 12 \text{ mm}$$

$$l = 62 \text{ mm}$$

- Tensiones cortantes

Aplicando la ecuación (88) se obtiene:

$$l = 6,6402 \text{ mm}$$

- Tensiones a compresión

Aplicado la ecuación (89) se obtiene:

$$l = 11,2138 \text{ mm}$$

d) Eje d

Las dimensiones de la chaveta para el eje d vienen descritas a continuación:

$$h = 8,2 \text{ mm}$$

$$t = 12 \text{ mm}$$

$$l = 62 \text{ mm}$$

- Tensiones cortantes

Aplicando la ecuación (88) se obtiene:

$$l = 7,8905 \text{ mm}$$

- Tensiones a compresión

Aplicado la ecuación (89) se obtiene:

$$l = 13,3249 \text{ mm}$$

Por lo tanto se puede concluir que ninguna chaveta fallara, ni por compresión, ni por tensiones cortantes.

1.12.1.5. RODAMIENTOS

En los rodamientos actúan dos tipos de cargas, axiales o radiales.

Estas cargas equivalen a las resistencias ejercida por los rodamientos en el diagrama de sólido libre, con un factor de corrección.

A las cargas en las reacciones o teóricas, F_{ao} y F_{ro} , se les deben aplicar un factor de corrección de carga, t_w . Este factor de corrección de carga será proporcionado por el fabricante, dependiendo del tipo de choque de la máquina accionada. Para el sistema proyectado, se seleccionará un factor de corrección de carga $t_w = 1,5$; siguiendo recomendaciones del fabricante para cargas con choque.

Una vez las reacciones están corregidas con el factor de carga, F_r y F_a , deben de volver a ser corregidas por el factor de acoplamiento t_s . Este factor tiene en consideración las condiciones de servicio y el tipo de elemento de transmisión utilizado. Para el sistema proyectado, se seleccionará un factor de corrección de acoplamiento $t_s = 1,2$; siguiendo recomendaciones del fabricante para acoplamiento por engranajes.

Para dimensionar los rodamientos, hay que tener en cuenta dos tipos de cargas: cargas estáticas y cargas dinámicas:

· Cargas estáticas.

Estas cargas hacen referencia a las cargas que se producen en el rodamiento cuando están sin movimiento. El valor de esta carga viene dada por la ecuación (90):

$$P_0 = 0,5 F_r + Y_o F_a \quad (90)$$

Donde:

F_r es la fuerza radial.

F_a es la fuerza axial.

Y_o es el factor de carga axial estático.

El factor de carga axial estático Y_o viene dado por el fabricante del rodamiento en el catálogo.

En caso de que la carga estática no cumpla el requisito descrito en la ecuación (91), la carga estática será igual a la fuerza radial.

$$F_r > 0,5 F_r + Y_o F_a \quad (91)$$

La carga estática equivalente aplicada en los rodamientos viene dada por la ecuación (92) para rodamientos esféricos, y por la ecuación (93) para rodamientos cilíndricos o cónicos.

$$C_0 = \sqrt[3]{L_h} P_0 \quad (92)$$

$$C_0 = \sqrt[10]{L_h^3} P_0 \quad (93)$$

Donde L_h es la vida del rodamiento en horas.

La vida del rodamiento viene determinada por las características del proyecto.

Para convertir la vida en horas en millones de rotaciones, se debe aplicar la ecuación (94):

$$L_{MR} = L_h 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \quad (94)$$

Donde n es la velocidad angular en rpm.

Igual que con las cargas, a la vida se le tiene que aplicar un factor de corrección. La vida del rodamiento corregida es la vida del rodamiento deseada. La vida del rodamiento corregida viene dada por la ecuación (95):

$$L_{MRe} = L_{MR} a_1 a_2 a_3 \quad (95)$$

Donde:

a_1 es el coeficiente de fiabilidad.

a_2 y a_3 son coeficientes del material.

Para una fiabilidad del 95%, el fabricante recomienda un factor de corrección de $a_1 = 0,62$.

Los factores de material se considerarán unitarios a causa de la falta de información del material utilizado en los rodamientos.

· Cargas dinámicas.

Estas cargas hacen referencia a las cargas que se producen en el rodamiento cuando está en movimiento.

El valor de esta carga viene dada por la ecuación (96):

$$P = X F_r + Y F_a \quad (96)$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Donde:

F_r es la fuerza radial.

F_a es la fuerza axial.

X es el factor de carga radial dinámico.

Y es el factor de carga axial dinámico.

Los factores de carga vienen dados por el catálogo de fabricante.

Para la elección de estos factores de carga, se necesita conocer la relación e de las cargas, descrito en la ecuación (97):

$$e = \frac{F_a}{F_r} \quad (97)$$

La carga dinámica equivalente viene dada por las ecuaciones (98) para rodamientos esféricos y (99) para rodamientos cilíndricos o cónicos:

$$C = \sqrt[3]{L_h} P \quad (98)$$

$$C = \sqrt[10]{L_h^3} P \quad (99)$$

A continuación se describirán las cargas que determinarán el tipo de rodamiento a seleccionar:

a) Rodamiento A

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes x e y en el rodamiento A. La suma vectorial es igual a la raíz cuadrada de la suma cuadrática de los módulos de los vectores, como muestra la ecuación (100):

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (100)$$

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento A se obtiene:

$$F_{r0} = 324,7529 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga t_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = F_{r0} \cdot f_w \quad (101)$$

$$F'_r = 487,1294 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:

$$F_r = F'_r \cdot f_s \quad (102)$$

$$F_r = 584,5553 \text{ N}$$

· Carga axial

La carga axial teórica corresponderá la reacción en el eje z en el rodamiento A.

Aplicando el factor de carga t_w a la carga axial teórica como indica la ecuación (103), se obtiene:

$$F'_a = F_{a0} \cdot f_w \quad (103)$$

$$F'_a = 801,9485 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (104), se obtiene:

$$F_a = F'_a \cdot f_s \quad (104)$$

$$F_a = 962,3381 \text{ N}$$

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento A se espera una vida de 100 millones de rotaciones.

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 161 \text{ millones de rotaciones}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1073,33 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 32906 J del catálogo de NSK

· Carga estática

Para el rodamiento seleccionado, el factor de carga axial dinámico corresponde a $Y_0 = 1,1$.

Aplicando este valor en la ecuación (90) se obtendrá la carga estática en el rodamiento:

$$P_0 = 1350,8496$$

Con este valor, se comprobará que si se cumple la condición (91):

$$P_0 > F_r \rightarrow 1350,8496 > 584,5553$$

Por lo tanto la carga estática corresponderá a la calculada mediante la ecuación (90).

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 10960,4145 \text{ N}$$

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento A, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 1,6462$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,9$$

Aplicando estos valores a la ecuación (96) se obtiene una carga dinámica de:

$$F = 2062,2645 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 16732,6354 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 32906 J cumple con los requisitos del diseño.

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 1270,2650 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (94), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 190,5398 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (95), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MRe} = 118,1346 \text{ millones de rotaciones.}$$

b) Rodamiento B

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes x e y en el rodamiento B.

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento B se obtiene:

$$F_{r0} = 679,7153 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga t_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = 1019,573 \text{ N}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:
 $F_r = 1223,3876 \text{ N}$

· Carga axial

Este rodamiento no soporta carga axial.

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento B se espera una vida de 100 millones de rotaciones.

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 161 \text{ millones de rotaciones}$$

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1073,33 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 32906 J del catálogo de NSK

· Carga estática

A causa de la ausencia de carga axial, la carga estática para este rodamiento corresponderá a la carga radial:

$$P_0 = 1223,3876 \text{ N}$$

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 9926,2236 \text{ N}$$

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento B, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 0$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Aplicando estos valores a la ecuación (98) se obtiene un carga dinámica de:

$$F = 1223,3876 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 9926,2236 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 32906 J cumple con los requisitos del diseño.

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 7241,5018 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (94), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 1086,2253 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (95), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MR_e} = 673,4597 \text{ millones de rotaciones.}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

c) Rodamiento C

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes **x** e **y** en el rodamiento C.

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento C se obtiene:

$$F_{r0} = 1330,3 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga f_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = 1995,45 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento f_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:

$$F_r = 2394,54 \text{ N}$$

· Carga axial

Este rodamiento no soporta carga axial.

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento C se espera una vida de $100 \cdot e_1$ millones de rotaciones, donde e_1 es la relación de transmisión de la etapa 1. Así pues, la vida esperada para el rodamiento C es de 62,5 millones de rotaciones.

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 100,8065 \text{ millones de rotaciones}$$

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1075,2688 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 32907 J del catálogo de NSK

· Carga estática

A causa de la ausencia de carga axial, la carga estática para este rodamiento corresponderá a la carga radial:

$$P_0 = 1223,3876$$

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 19439,1473 \text{ N}$$

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento C, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 0$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Aplicando estos valores a la ecuación (96) se obtiene un carga dinámica de:

$$F = 1223,3876 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 19439,1473 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 32907 J cumple con los requisitos del diseño.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 3376,2004 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (96), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 316,5188 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (97), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MR\epsilon} = 196,2416 \text{ millones de rotaciones.}$$

d) Rodamiento D

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes **x** e **y** en el rodamiento D.

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento D se obtiene:

$$F_{r0} = 278,5820 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga t_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = 417,78 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:

$$F_r = 501,336 \text{ N}$$

· Carga axial

La carga axial teórica corresponderá la reacción en el eje **z** en el rodamiento D.

Aplicando el factor de carga t_w a la carga axial teórica como indica la ecuación (103), se obtiene:

$$F'_a = 1519,63 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (104), se obtiene:

$$F_a = 1823,58 \text{ N}$$

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento D se espera una vida de $100 \cdot e_1$ millones de rotaciones, donde e_1 es la relación de transmisión de la etapa 1. Así pues, la vida esperada para el rodamiento D es de 62,5 millones de rotaciones.

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 100,8065 \text{ millones de rotaciones}$$

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1075,2688 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 32906 J del catálogo de NSK

· Carga estática

Para el rodamiento seleccionado, el factor de carga axial dinámico corresponde a $Y_0 = 1,1$.

Aplicando este valor en la ecuación (90) se obtendrá la carga estática en el rodamiento:

$$P_0 = 1463,2596$$

Con este valor, se comprobará que si se cumple la condición (91):

$$P_0 > F_r \rightarrow 1463,2596 < 1823,58$$

Por lo tanto la carga estática corresponderá a la carga axial.

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 14804,0293 \text{ N}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento D, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 0,2749$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Aplicando estos valores a la ecuación (96) se obtiene un carga dinámica de:

$$F = 1823,58 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 14804,0293 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 32907 J cumple con los requisitos del diseño.

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 8370,5207 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (94), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 784,7363 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (95), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MRe} = 486,5365 \text{ millones de rotaciones.}$$

e) Rodamiento E

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes x e y en el rodamiento E.

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento E se obtiene:

$$F_{r0} = 998,5280 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga t_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = 1497,792 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:

$$F_r = 1797,3504 \text{ N}$$

· Carga axial

La carga axial teórica corresponderá la reacción en el eje z en el rodamiento E.

Aplicando el factor de carga t_w a la carga axial teórica como indica la ecuación (103), se obtiene:

$$F'_a = 3240,15 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (104), se obtiene:

$$F_a = 3888,18 \text{ N}$$

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento E se espera una vida de $100 \cdot e_1 \cdot e_2$ millones de rotaciones, donde e_1 es la relación de transmisión de la etapa 1 y 2, respectivamente. Así pues, la vida esperada para el rodamiento E es de 25 millones de rotaciones.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 40,322 \text{ millones de rotaciones}$$

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1075,2693 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 32008 XJ del catálogo de NSK

· Carga estática

Para el rodamiento seleccionado, el factor de carga axial dinámico corresponde a $Y_0 = 1,2$.

Aplicando este valor en la ecuación (90) se obtendrá la carga estática en el rodamiento:

$$P_0 = 4100,9105 \text{ N}$$

Con este valor, se comprobará que si se cumple la condición (91):

$$P_0 > F_r \rightarrow 4100,9105 > 1797,3504$$

Por lo tanto la carga estática corresponderá a la calculada mediante la ecuación (90).

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 33291,6611 \text{ N}$$

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento E, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 0,4623$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,6$$

Aplicando estos valores a la ecuación (96) se obtiene una carga dinámica de:

$$F = 4722,2326 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 38335,625 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 32006 XJ cumple con los requisitos del diseño.

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 3165,3979 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (94), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 118,7024 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (95), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MR_e} = 73,5955 \text{ millones de rotaciones.}$$

f) Rodamiento F

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes x e y en el rodamiento F.

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento F se obtiene:

$$F_{r0} = 2386,7 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga f_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = 3580,05 \text{ N}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:
 $F_r = 4296,04 \text{ N}$

· Carga axial

Este rodamiento no soporta carga axial.

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento E se espera una vida de $100 \cdot e_1 \cdot e_2$ millones de rotaciones, donde e_1 es la relación de transmisión de la etapa 1 y 2, respectivamente. Así pues, la vida esperada para el rodamiento E es de 25 millones de rotaciones.

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 40,322 \text{ millones de rotaciones}$$

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1075,2693 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 32008 XJ del catálogo de NSK

· Carga estática

A causa de la ausencia de carga axial, la carga estática para este rodamiento corresponderá a la carga radial:

$$P_0 = 4296,04 \text{ N}$$

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 34875,7447 \text{ N}$$

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento F, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 0$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Aplicando estos valores a la ecuación (96) se obtiene un carga dinámica de:

$$F = 4296,04 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 34875,7447 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 32008 XJ cumple con los requisitos del diseño.

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 4338,6889 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (94), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 162,7008 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (95), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MR_e} = 100,8745 \text{ millones de rotaciones.}$$

g) Rodamiento G

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes **x** e **y** en el rodamiento G.

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento G se obtiene:

$$F_{r0} = 1228,4 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga t_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = 1842,6 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:

$$F_r = 2211,12 \text{ N}$$

· Carga axial

La carga axial teórica corresponderá la reacción en el eje **z** en el rodamiento G.

Aplicando el factor de carga t_w a la carga axial teórica como indica la ecuación (103), se obtiene:

$$F'_a = 2717,55 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (104), se obtiene:

$$F_a = 3261,06 \text{ N}$$

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento G se espera una vida de $100 \cdot e_1 \cdot e_2 \cdot e_3$ millones de rotaciones, donde e_1 , e_2 y e_3 son las relaciones de transmisión de la etapa 1, 2 y 3, respectivamente. Así pues, la vida esperada para el rodamiento G es de 15,625 millones de rotaciones.

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 25,2016 \text{ millones de rotaciones}$$

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1680,1075 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 33108 J del catálogo de NSK

· Carga estática

Para el rodamiento seleccionado, el factor de carga axial dinámico corresponde a $Y_0 = 1,2$.

Aplicando este valor en la ecuación (90) se obtendrá la carga estática en el rodamiento:

$$P_0 = 5018,832 \text{ N}$$

Con este valor, se comprobará que si se cumple la condición (91):

$$P_0 > F_r \rightarrow 5018,322 > 2211,12$$

Por lo tanto la carga estática corresponderá a la calculada mediante la ecuación (90).

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 46580,4607 \text{ N}$$

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento G, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 1,4748$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,7$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Aplicando estos valores a la ecuación (96) se obtiene un carga dinámica de:

$$F = 6428,25 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 59661,4604 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 33108 J cumple con los requisitos del diseño.

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 4193,625 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (94), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 62,9044 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (95), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MR_e} = 39,6007 \text{ millones de rotaciones.}$$

h) Rodamiento H

· Carga radial

La carga radial teórica corresponderá a la suma vectorial de las reacciones en los ejes **x** e **y** en el rodamiento F.

Aplicando la ecuación (100) al rodamiento F se obtiene:

$$F_{r0} = 2175,4 \text{ N}$$

Aplicando el factor de carga t_w a la carga radial teórica como indica la ecuación (101), se obtiene:

$$F'_r = 3263,1 \text{ N}$$

Aplicando el factor de acoplamiento t_s a la carga radial corregida como indica la ecuación (102), se obtiene:

$$F_r = 3915,72 \text{ N}$$

· Carga axial

Este rodamiento no soporta carga axial.

· Vida del rodamiento

Para el rodamiento G se espera una vida de $100 \cdot e_1 \cdot e_2 \cdot e_3$ millones de rotaciones, donde e_1 , e_2 y e_3 son las relaciones de transmisión de la etapa 1, 2 y 3, respectivamente. Así pues, la vida esperada para el rodamiento G es de 15,625 millones de rotaciones.

Aplicando el factor de corrección de carga de la ecuación (95) se obtiene:

$$L_{MR} = 25,2016 \text{ millones de rotaciones}$$

Aplicando la ecuación (94) se obtiene la vida en horas

$$L_h = 1680,1075 \text{ h}$$

Con los datos obtenidos se va a suponer un rodamiento HR 32008 XJ del catálogo de NSK

· Carga estática

A causa de la ausencia de carga axial, la carga estática para este rodamiento corresponderá a la carga radial:

$$P_0 = 3915,72 \text{ N}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

La carga estática equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (93):

$$C_0 = 36342,3286 \text{ N}$$

· Carga dinámica

Para las cargas aplicadas en el rodamiento H, la relación e calculada mediante (97) equivale a:

$$e = 0$$

Por lo tanto los factores de carga axial y radial corresponderán, según el fabricante:

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Aplicando estos valores a la ecuación (96) se obtiene un carga dinámica de:

$$F = 3915,72 \text{ N}$$

La carga dinámica equivalente para este tipo de rodamiento viene dada por la ecuación (99):

$$C = 36342,3286 \text{ N}$$

Comparando estos valores con los ofrecidos en el catálogo, el rodamiento HR 32008 XJ cumple con los requisitos del diseño.

Con estos nuevos valores de cargas dinámicas equivalentes garantizados por el fabricante, se puede calcular la nueva vida del rodamiento. Reformulando la ecuación (99), aislando la vida se obtiene:

$$L_h = 5909,4555 \text{ h}$$

Reformulando la ecuación (94), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones:

$$L_{MR} = 88,6418 \text{ millones de rotaciones.}$$

Reformulando la ecuación (95), se puede calcular la nueva vida en millones de rotaciones esperada:

$$L_{MRe} = 54,9579 \text{ millones de rotaciones.}$$

1.12.1.6. ACOPLAMIENTOS

El par máximo que tiene que ser capaz de soportar los acoplamientos viene dado por la ecuación (105):

$$T = T' \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot F_4 \quad (105)$$

Los factores de la ecuación (105) se describen a continuación:

• **Factor de servicio (F_1)**

Este factor tiene en cuenta el tipo de fuente y el tipo de máquina accionada.

Este factor viene dado por el fabricante.

Para máquinas accionadas mediante motor eléctrico con servicio irregular y grandes masas aceleradas, con choques fuertes, $F_1 = 2,1$

• **Factor de tiempo de servicio (F_2)**

Este factor considera el tiempo de funcionamiento del sistema.

Este factor viene dado por el fabricante.

Para funcionamiento de entre 8 y 16 horas diarias, $F_2 = 1,07$

• **Factor de temperatura de servicio (F_3)**

Este factor considera la temperatura durante el funcionamiento del sistema.

Este factor viene dado por el fabricante.

Para temperaturas comprendidas entre 75 y 85 °C, $F_3 = 1,2$

• **Factor de operación de servicio (F_4)**

Este factor considera el número de partidas por hora del sistema y el tipo de máquina accionada.

Este factor viene dado por el fabricante.

Para máquinas accionadas con servicio irregular y grandes masas aceleradas, con choques fuertes y entre 11 y 20 partidas por hora, $F_4 = 1,05$

• **Par de fuerzas corregido con el factor de seguridad (T')**

Este factor considera el par efectivo en el sistema, considerando el factor de seguridad.

Este factor viene dado por la ecuación (106):

$$T' = T_0 \cdot f_s \quad (106)$$

Donde

T_0 es el par de fuerzas teórico calculado.

f_s es el factor de seguridad del sistema.

Para el acoplamiento de entrada se desea transmitir el siguiente par de entrada:

$$T_{e0} = 34,031 \text{ Nm}$$

Aplicando la ecuación (106) se obtiene:

$$T_e = 68,062 \text{ Nm}$$

Sustituyendo los valores en (105) se obtiene:

$$T_e = 192,6986 \text{ Nm}$$

Por lo tanto el acoplamiento elástico forma G tamaño 97, es adecuado para el eje de entrada.

Para el acoplamiento de salida se desea transmitir el siguiente par de salida:

$$T_{s0} = 298,2895 \text{ Nm}$$

Aplicando la ecuación (106) se obtiene:

$$T_s = 596,5789 \text{ Nm}$$

Sustituyendo los valores en (105) se obtiene:

$$T_s = 1689,0463 \text{ Nm}$$

Por lo tanto el acoplamiento elástico forma G tamaño 168, es adecuado para el eje de salida.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.12.1.7. PERNOS Y ARANDELAS

Para el cálculo del diámetro de los pernos, se calculara la máxima fuerza a tracción actuante entre las carcasas. Para ello se realizará el sumatorio de todas las fuerzas actuantes en el eje normal a la planta. Las fuerzas actuantes en la carcasa equivalen a las fuerzas resistentes en los ejes calculados en el apartado 1.12.1.2. Ejes. La suma de estos valores equivale a:

$$F = 10944,8094 \text{ N}$$

Para un factor de seguridad igual a 2, las fuerzas actuantes proyectadas serán iguales a:

$$F = 21889,6188 \text{ N}$$

Se considerará que esta es la máxima fuerza actuante en el sistema. Esta es una visión conservadora, ya que esta fuerza estaría dividida entre las dos partes de la carcasa.

Se considerará que todos los pernos soportan la misma carga. La carga en cada perno viene dada por la ecuación (108)

$$F_{\text{perno}} = \frac{F_{\text{max}}}{n} \quad (108)$$

Donde F_{max} es la fuerza máxima anteriormente calculada y n es el numero de pernos.

Aplicado esta ecuación para 10 pernos se obtiene:

$$F_{\text{perno}} = 2188,96188 \text{ N}$$

Preseleccionaremos un perno de clase 4.6. Para este perno se obtienen los siguientes datos de la tabla 8:

$$S_p = 225 \text{ MPa}$$

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

$$S_u = 400 \text{ MPa}$$

| Clase | Intervalo de tamaños (inclusive) (mm) | Resistencia límite mínima a la tracción S_p (MPa) | Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (MPa) | Resistencia última mínima a la tracción S_u (MPa) | Características del acero |
|-------|---------------------------------------|---|--|---|---|
| 4.6 | M5-M36 | 225 | 240 | 400 | Medio o bajo carbono |
| 4.8 | M1.6-M16 | 310 | 340 | 420 | Medio o bajo carbono |
| 5.8 | M5-M24 | 380 | 420 | 520 | Medio o bajo carbono |
| 8.8 | M16-M36 | 600 | 660 | 830 | Medio o bajo carbono, templado y revenido |
| 9.8 | M1.6-M16 | 650 | 720 | 900 | Medio o bajo carbono, templado y revenido |
| 10.9 | M5-M36 | 830 | 940 | 1040 | Martensítico de bajo carbono, templado y revenido |
| 12.9 | M1.6-M36 | 970 | 1100 | 1220 | De aleación, templado y revenido |

Tabla 8. Especificaciones para pernos metálicos.

Para la selección del diámetro, se realizara el cálculo del área de esfuerzo a tracción. Dicho cálculo viene dado por la ecuación (109)

$$A = \left(\frac{6 F_{\text{max}}}{S_y} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (109)$$

Aplicando esta ecuación se obtiene una área de esfuerzo de:

$$A = 14,4140 \text{ mm}^2$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

Comparando este valor con los valores de la tabla 9, se obtiene un diámetro del perno de 6 mm.

| Diámetro mayor (nominal) d (mm) | ROSCA BASTA | | | ROSCA FINA | | |
|-----------------------------------|---------------|---------------------------|--|---------------|---------------------------|--|
| | Paso p (mm) | Diámetro menor d_r (mm) | Área de esfuerzo a tracción A_r (mm ²) | Paso p (mm) | Diámetro menor d_r (mm) | Área de esfuerzo a tracción A_r (mm ²) |
| 3.0 | 0.50 | 2.39 | 5.03 | | | |
| 3.5 | 0.60 | 2.76 | 6.78 | | | |
| 4.0 | 0.70 | 3.14 | 8.78 | | | |
| 5.0 | 0.80 | 4.02 | 14.18 | | | |
| 6.0 | 1.00 | 4.77 | 20.12 | | | |
| 7.0 | 1.00 | 5.77 | 28.86 | | | |
| 8.0 | 1.25 | 6.47 | 36.61 | 1.00 | 6.77 | 39.17 |
| 10.0 | 1.50 | 8.16 | 57.99 | 1.25 | 8.47 | 61.20 |
| 12.0 | 1.75 | 9.85 | 84.27 | 1.25 | 10.47 | 92.07 |
| 14.0 | 2.00 | 11.55 | 115.4 | 1.50 | 12.16 | 124.55 |
| 16.0 | 2.00 | 13.55 | 156.7 | 1.50 | 14.16 | 167.25 |
| 18.0 | 2.50 | 14.93 | 192.5 | 1.50 | 16.16 | 216.23 |
| 20.0 | 2.50 | 16.93 | 244.8 | 1.50 | 18.16 | 271.50 |
| 22.0 | 2.50 | 18.93 | 303.4 | 1.50 | 20.16 | 333.50 |
| 24.0 | 3.00 | 20.32 | 352.5 | 2.00 | 21.55 | 384.42 |
| 27.0 | 3.00 | 23.32 | 459.4 | 2.00 | 24.55 | 495.74 |
| 30.0 | 3.50 | 25.71 | 560.6 | 2.00 | 27.55 | 621.20 |
| 33.0 | 3.50 | 28.71 | 693.6 | 2.00 | 30.55 | 760.80 |
| 36.0 | 4.00 | 31.09 | 816.7 | 3.00 | 32.32 | 864.94 |
| 39.0 | 4.00 | 34.09 | 975.8 | 3.00 | 35.32 | 1028.4 |

Tabla 9. Diámetros ISO para pernos.

A causa de la decisión del ingeniero proyectista, se seleccionará un tornillo T10, con diámetro de 10 mm. Este cambio aportará mas seguridad al sistema.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.12.1.8. MÉTODO DE LAS JERARQUÍAS ANALÍTICAS

Con la importancia de los diversos factores definida, se realiza la matriz de intensidades (tabla 10). Esta matriz relaciona la importancia entre los mismos factores:

| | POTENCIA | MANTENIMIENTO | RENDIMIENTO | AUTONOMÍA |
|---------------|----------|---------------|---------------|---------------|
| POTENCIA | 1 | $\frac{1}{3}$ | $\frac{1}{5}$ | $\frac{1}{3}$ |
| MANTENIMIENTO | 3 | 1 | $\frac{1}{3}$ | 1 |
| RENDIMIENTO | 5 | 3 | 1 | 3 |
| AUTONOMÍA | 3 | 1 | $\frac{1}{3}$ | 1 |

Tabla 10. Matriz de intensidades.

Una vez realizada la matriz de intensidades, se procede al cálculo de los pesos de los factores. La ecuación (110) describe el cálculo de los pesos:

$$W = (I_1 \cdot I_2 \cdot I_3 \cdot \dots \cdot I_n)^{\frac{1}{n}} \quad (110)$$

Aplicando la ecuación (110) a cada uno de los factores de la matriz de intensidades se obtiene:

$$W_{Potencia} = \left(1 \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3}\right)^{\frac{1}{4}} = 0,386$$

$$W_{Mantenimiento} = \left(3 \cdot 1 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1\right)^{\frac{1}{4}} = 1$$

$$W_{Rendimiento} = \left(5 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 3\right)^{\frac{1}{4}} = 2,59$$

$$W_{Autonomia} = \left(3 \cdot 1 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1\right)^{\frac{1}{4}} = 1$$

Con los pesos ya calculados, se procede al cálculo de los pesos en valor unitario.

Para ello se calcula el peso total de los factores y se divide cada elemento por el peso total, como indica la fórmula (111).

$$W_{unitario} = \frac{W_{factor}}{W_{total}} \quad (111)$$

Donde:

$$W_{total} = W_{Potencia} + W_{Mantenimiento} + W_{Rendimiento} + W_{Autonomia} \quad (112)$$
$$W_{total} = 4,976$$

Aplicando la ecuación (111) para cada factor se obtiene:

$$W_{uPotencia} = \frac{W_{Potencia}}{W_{total}} = 0,078$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

$$W_{u\text{Mantenimiento}} = \frac{W_{\text{Mantenimiento}}}{W_{\text{total}}} = 0,201$$

$$W_{u\text{Rendimiento}} = \frac{W_{\text{Rendimiento}}}{W_{\text{total}}} = 0,520$$

$$W_{u\text{Autonomía}} = \frac{W_{\text{Autonomía}}}{W_{\text{total}}} = 0,201$$

Una vez calculados los pesos en valor unitarios, se pasa a realizar la matriz de decisiones normalizadas, con valores comprendidos entre 1 y 0.

Para realizar este proceso con mayor rigor, se realizan comparaciones diferentes, dependiendo del tipo de motor a elegir. Se realizan varias comparaciones, tantas como clasificaciones se hayan hecho anteriormente en el proceso de descripción de alternativas:

1.- Sistema de accionamiento.

a) Motor eléctricos:

Se realiza la comparación entre las diferentes modalidades de motores eléctricos, mediante la tabla 11:

| | POTENCIA | MANTENIMIENTO | RENDIMIENTO | AUTONOMÍA |
|--------------------|----------|---------------|-------------|-----------|
| INDUCCIÓN | 0,5 | 1 | 1 | 1 |
| SÍNCRONO | 0,5 | 1 | 1 | 0,33 |
| CORRIENTE CONTINUA | 1 | 0,5 | 1 | 0,33 |

Tabla 11. Matriz de decisiones normalizada de motores eléctricos.

b) Motor de combustión interna:

Se realiza la comparación entre las diferentes modalidades de motores de combustión interna, mediante la tabla 12:

· Dependiendo del número de ciclos:

| | POTENCIA | MANTENIMIENTO | RENDIMIENTO | AUTONOMÍA |
|----------------|----------|---------------|-------------|-----------|
| DOS TIEMPOS | 0,5 | 0,66 | 1 | 1 |
| CUATRO TIEMPOS | 1 | 1 | 1 | 1 |

Tabla 12. Matriz de decisiones normalizada de motores de combustión interna por numero de ciclos.

· Dependiendo del tipo de ciclo, obtenemos la tabla 13:

| | POTENCIA | MANTENIMIENTO | RENDIMIENTO | AUTONOMÍA |
|--------------|----------|---------------|-------------|-----------|
| CICLO OTTO | 0,5 | 1 | 1 | 0,5 |
| CICLO DIÉSEL | 1 | 0,66 | 1 | 1 |

Tabla 13. Matriz de decisiones normalizada de motores de combustión interna por tipo de combustión.

Una vez elegido el mejor motor eléctrico y el mejor motor de combustión interna, se realizará una comparación entre ambos.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

2.- Transmisión.

A continuación, se describen las diferentes alternativas de transmisión posibles para el sistema:

· Transmisión por engranajes

Este mecanismo consiste en ruedas dentadas, que tienen contacto directo entre sí, mediante los dientes. Para este tipo de mecanismo de transmisión, se tiene que tener en cuenta que la relación numérica entre número de dientes y diámetro primitivo de los engranajes en contacto tiene que ser el mismo. La principal ventaja de este tipo de mecanismo es que es muy preciso y es capaz de transmitir grandes pares de fuerzas a grandes velocidades.

Las desventajas de este tipo de mecanismo es que suelen ser mecanismos más caros y requieren de mantenimiento a causa del gran desgaste a causa del contacto entre los dientes.

· Transmisión por cadena

Este mecanismo consiste en ruedas dentadas, que están unidas mediante una cadena de rodillos. Las principales ventajas de este tipo de mecanismo es que puede transmitir un gran par de potencia a velocidades medias, y permite que la distancia entre los ejes sea mayor, con respecto a los engranajes.

Las desventajas de este tipo de mecanismo es que requieren de mantenimiento por el contacto entre la cadena y la rueda dentada, y no son capaces de transmitir grandes pares de fuerzas a velocidades elevadas.

· Transmisión por correas.

Este mecanismo consiste en poleas, que están unidas mediante una correa. Las principales ventajas de este tipo de mecanismo es que permite la transmisión entre ejes que estén a mayores distancias, con respecto a los engranajes. También permite que los ejes, no requieran que estén alineados entre sí. Además es un mecanismo más económico que los engranajes o las transmisiones por cadena.

Las desventajas de este tipo de mecanismo es que no permite la transmisión de grandes pares, ya que la correa se desliza a grandes velocidades, y requiere de un gran mantenimiento, pues las correas, se suelen romper con frecuencia.

Se realiza la comparación entre las diferentes modalidades de sistemas de transmisión, mediante la tabla 14:

| | POTENCIA | MANTENIMIENTO | RENDIMIENTO | AUTONOMÍA |
|------------|----------|---------------|-------------|-----------|
| ENGRANAJES | 1 | 0,66 | 1 | 1 |
| CADENA | 0,66 | 0,66 | 0,66 | 0,66 |
| CORREA | 0,33 | 0,33 | 0,33 | 0,33 |

Tabla 14. Matriz de decisiones normalizada de transmisiones

Una vez definidas las matrices de decisiones, se pasa a calcular la media ponderada de cada elemento. El elemento que obtenga la mayor media, será la selección óptima.

El cálculo de la media ponderada consiste en multiplicar el peso en valor unitario por el valor con el cual se le ha dotado a la alternativa en la matriz de decisiones.

1.- Sistema de accionamiento.

· Motor eléctrico:

a) Motor de inducción = 0,961

b) Motor síncrono = 0,826

c) Motor de corriente continua = 0,765

Por lo tanto la mejor opción de los motores eléctricos es el motor de inducción.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

· Motor de combustión interna:

1.- Motor de combustión interna dependiendo del número de ciclos:

a) Motor de dos tiempos = 0,893

b) Motor de cuatro tiempos = 1

2.- Motor de combustión interna dependiendo del tipo de ciclo:

a) Motor de ciclo Otto = 0,861

b) Motor de ciclo Diésel = 0,932

Por lo tanto la mejor opción de los motores de combustión interna es el motor de cuatro tiempos del ciclo Diésel.

Una vez seleccionados el mejor motor eléctrico y de combustión interna, es hora de realizar una comparación entre ellos. Así se seleccionará la mejor opción para el sistema de accionamiento de la mezcladora, utilizando la tabla 15:

| | POTENCIA | MANTENIMIENTO | RENDIMIENTO | AUTONOMÍA |
|-----------------|----------|---------------|-------------|-----------|
| INDUCCIÓN | 0,5 | 1 | 1 | 1 |
| CICLO DIÉSEL 4T | 1 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |

Tabla 15. Matriz de decisiones normalizada de motor eléctrico y de motor de combustión interna de cuatro tiempos de ciclo Diésel.

Para las dos opciones anteriores, se realiza la media ponderada obteniendo los siguientes resultados:

a) Motor eléctrico de inducción o asíncrono = 0,961

b) Motor de combustión interna de cuatro tiempos de ciclo Diésel = 0,539

Por lo tanto para la aplicación proyectada, la opción óptima para el sistema de accionamiento, es el motor eléctrico de inducción o asíncrono.

2.- Transmisión.

a) Transmisión por engranajes = 0,932

b) Transmisión por cadena = 0,666

c) Transmisión por correa = 0,333

Por lo tanto para la aplicación proyectada, la opción óptima para la transmisión, es la transmisión por engranajes.

1.12.2. INFORMES Y ANEXOS DE SEGURIDAD E HIGIENE

1.12.2.1. INFORME DE ESTUDIO DE CARGAS SOBRE LA CARCASA

En el presente informe se expresan los resultados obtenidos del ensayo estático de la carcasa, mediante el programa de simulación SolidWorks.

La simulación de elementos finitos se realiza mediante el proceso de análisis estático de la carcasa.

Las fuerzas actuantes en la carcasa se localizan en las diferentes muecas de los rodamientos en la carcasa.

Las fuerzas actuantes en los rodamientos se dividieron en las componentes **x**, **y** y **z**. A continuación se exponen la magnitud de cada fuerza aplicada a cada muesca del rodamiento:

· Rodamiento A

$$R_{ax} = 299,3865 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 125,8259 \text{ N}$$

$$R_{az} = 534,6423 \text{ N}$$

· Rodamiento B

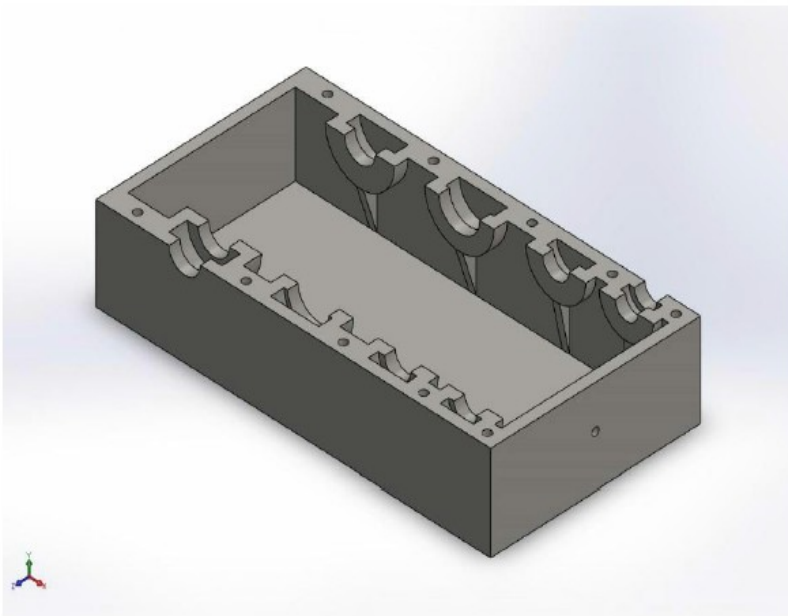
$$R_{bx} = 626,6229 \text{ N}$$

$$R_{by} = 263,3565 \text{ N}$$

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

- Rodamiento C
 $R_{cx} = 1326,6 \text{ N}$
 $R_{cy} = 99,6133 \text{ N}$
- Rodamiento D
 $R_{dx} = 1007,9 \text{ N}$
 $R_{dy} = 103,1341 \text{ N}$
 $R_{dz} = 278,522 \text{ N}$
- Rodamiento E
 $R_{ex} = 2159,7 \text{ N}$
 $R_{ey} = 44,2499 \text{ N}$
 $R_{ez} = 998,5280 \text{ N}$
- Rodamiento F
 $R_{fx} = 2386,7 \text{ N}$
 $R_{fy} = 682,6190 \text{ N}$
- Rodamiento G
 $R_{gx} = 1132,5 \text{ N}$
 $R_{gy} = 475,9592 \text{ N}$
 $R_{gz} = 1811,7 \text{ N}$
- Rodamiento H
 $R_{hx} = 2005,4 \text{ N}$
 $R_{hy} = 842,8444 \text{ N}$

En el informe se muestran las características de la carcasa, como el modulo de elasticidad, el modulo de poisson y el límite elástico. En él se hayan también los puntos donde se desenvuelven las mayores tensiones y la magnitud de dichas tensiones.



Simulación de Base carcasa

Fecha: miércoles, 14 de octubre de 2015

Diseñador: Raul Andreu Rodríguez

Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de Contenidos

[Descripción](#)

[Información de modelo](#)

[Propiedades del estudio](#)

[Unidades](#)

[Propiedades de material](#)

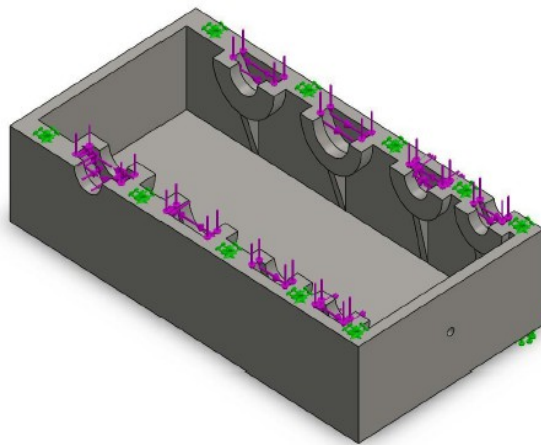
[Cargas y sujeciones](#)

[Resultados del estudio](#)

[Conclusión](#)

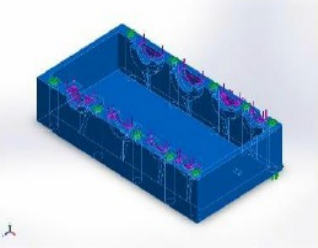
Descripción

Información de modelo



Nombre del modelo: Base estructura
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

| Nombre de documento y referencia | Tratado como | Propiedades volumétricas | Ruta al documento/Fecha de modificación |
|---|--------------|--|--|
| Cortar-Extruir55  | Sólido | Masa: 50.0164 kg Volumen: 0.00641236 m ³ Densidad: 7800 kg/m ³ Peso: 490.16 N | C:\Users\Usuario\Desktop \Raul Andreu\Base estructura.SLDPRT Nov 04 19:01:02 2015 |

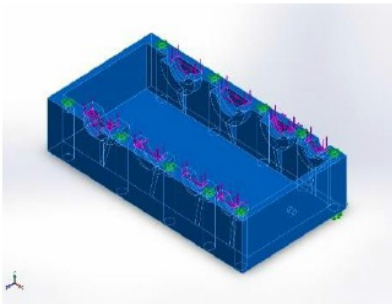
Propiedades del estudio

| | |
|---|---|
| Nombre de estudio | Análisis estático 1 |
| Tipo de análisis | Análisis estático |
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Efecto térmico: | Activar |
| Opción térmica | Incluir cargas térmicas |
| Temperatura a tensión cero | 298 Kelvin |
| Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation | Desactivar |
| Tipo de solver | FFEPlus |
| Efecto de rigidización por tensión (Inplane): | Desactivar |
| Muelle blando: | Desactivar |
| Desahogo inercial: | Desactivar |
| Opciones de unión rígida incompatibles | Automática |
| Gran desplazamiento | Desactivar |
| Calcular fuerzas de cuerpo libre | Activar |
| Fricción | Desactivar |
| Utilizar método adaptativo: | Desactivar |
| Carpeta de resultados | Documento de SolidWorks (C:\Users\Usuario\Desktop\Raul Andreu) |

Unidades

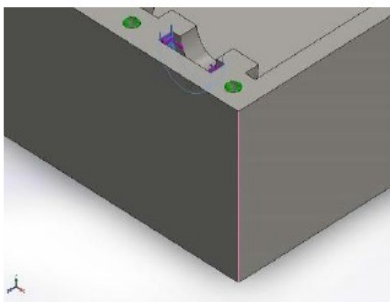
| | |
|-------------------------|-------------------------|
| Sistema de unidades: | Métrico (MKS) |
| Longitud/Desplazamiento | mm |
| Temperatura | Celsius |
| Velocidad angular | Rad/seg |
| Presión/Tensión | N/mm ² (MPa) |

Propiedades de material

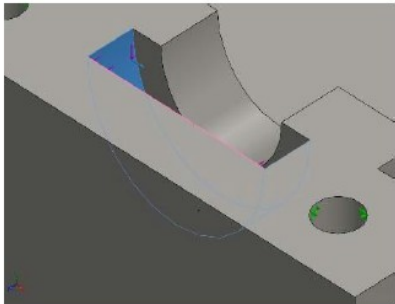
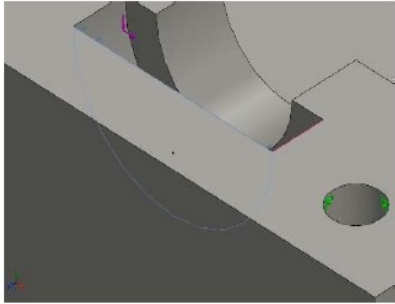
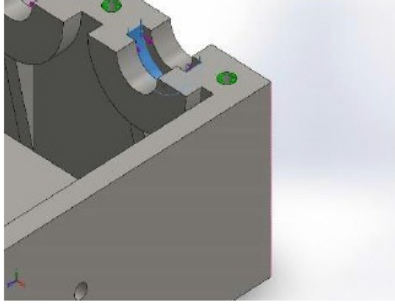
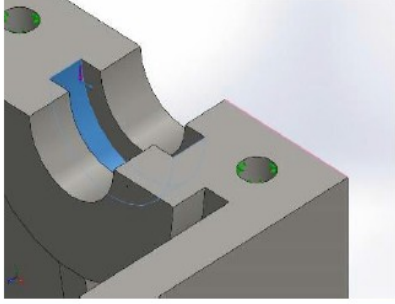
| Referencia de modelo | Propiedades | Componentes |
|--|--|--|
|  | <p>Nombre: Acero al carbono fundido</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 248.168 N/mm²</p> <p>Límite de tracción: 482.549 N/mm²</p> <p>Módulo elástico: 200000 N/mm²</p> <p>Coeficiente de Poisson: 0.32</p> <p>Densidad: 7800 g/cm³</p> <p>Módulo cortante: 76000 N/mm²</p> <p>Coeficiente de dilatación térmica: 1.2e-005 /Kelvin</p> | Sólido 1(Cortar-Extruir55)(Base estructura) |
| Datos de curva:N/A | | |

Cargas y sujeciones

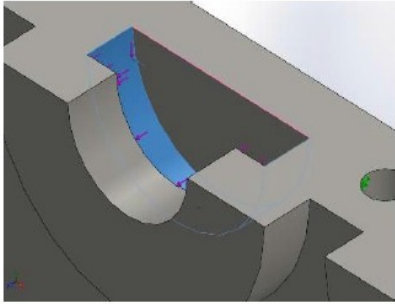
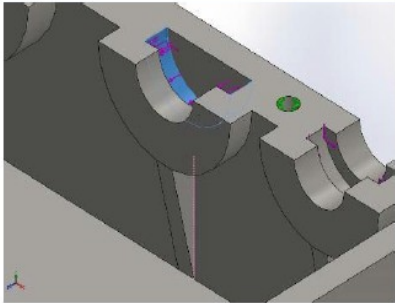
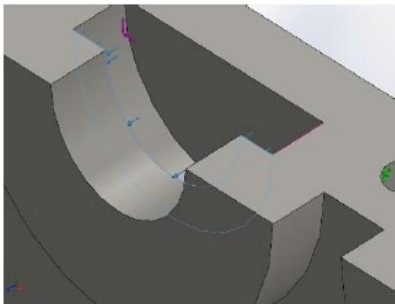
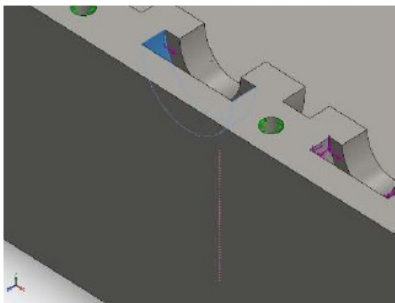
| Nombre de sujeción | Imagen de sujeción | Detalles de sujeción |
|--------------------|---|--|
| Fijo-1 |  | <p>Entidades: 11 cara(s)</p> <p>Tipo: Geometría fija</p> |

| Nombre de carga | Cargar imagen | Detalles de carga |
|-----------------|---|--|
| Fuerza-1 |  | <p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Referencia: Arista< 1 ></p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: ---, ---, 299.387 N</p> |

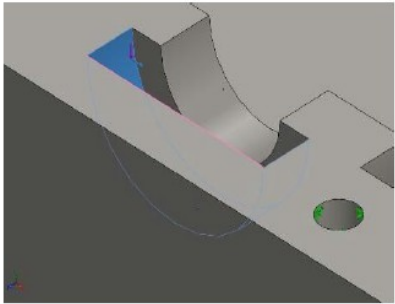
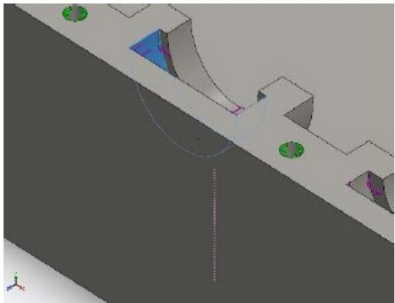
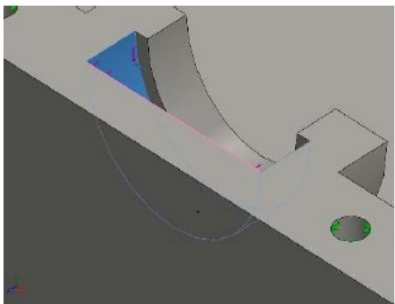
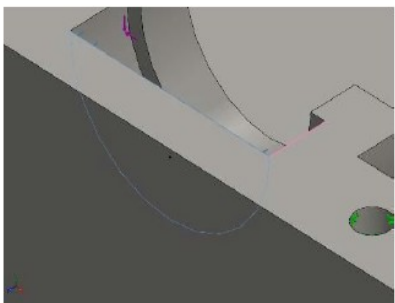
1. MEMORIA DESCRIPTIVA

| | | |
|----------|---|--|
| Fuerza-2 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -125.826 N |
| Fuerza-3 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 534.642 N |
| Fuerza-4 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 626.623 N |
| Fuerza-5 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -263.356 N |

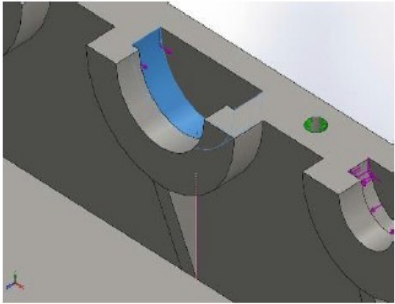
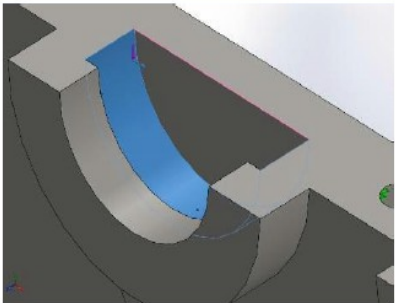
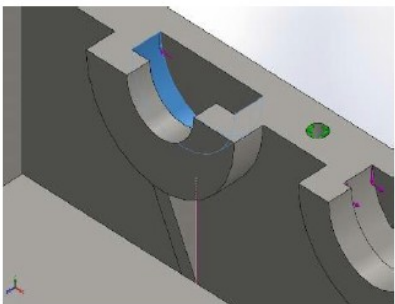
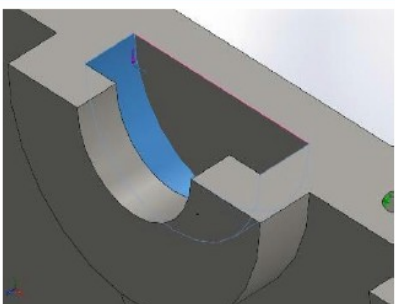
1. MEMORIA DESCRIPTIVA

| | | |
|----------|---|--|
| Fuerza-6 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -103.134 N |
| Fuerza-7 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 1007.9 N |
| Fuerza-8 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 278.522 N |
| Fuerza-9 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -1926.6 N |

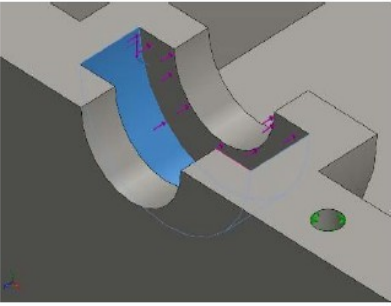
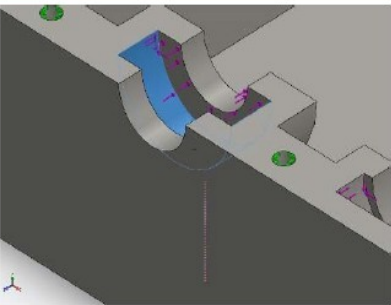
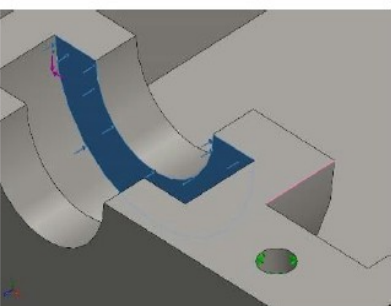
1. MEMORIA DESCRIPTIVA

| | | |
|-----------|---|--|
| Fuerza-10 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -99.6133 N |
| Fuerza-11 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -2159.7 N |
| Fuerza-12 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 44.2499 N |
| Fuerza-13 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 998.528 N |

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

| | | |
|-----------|---|--|
| Fuerza-14 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 1 N |
| Fuerza-15 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 682.619 N |
| Fuerza-16 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 2005.4 N |
| Fuerza-17 |  | Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -842.844 N |

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

| | | |
|-----------|---|--|
| Fuerza-18 |  | <p>Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 475.959 N</p> |
| Fuerza-19 |  | <p>Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -1132.5 N</p> |
| Fuerza-20 |  | <p>Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -1811.7 N</p> |

Resultados del estudio

En la tabla a seguir se muestran las mayores tensiones y los puntos en los cuales se aplican:

| Nodo | X (mm) | Y (mm) | Z (mm) | VON (N/m ²) |
|-------|----------|---------|---------|-------------------------|
| 21018 | -86.7914 | 109 | 133.955 | 1.09215e+007 |
| 42 | -86.7914 | 109 | 132.045 | 1.05488e+007 |
| 5190 | -88.2322 | 114.5 | 132.711 | 8.28173e+006 |
| 6266 | -228.127 | 113.302 | 133.778 | 7.90877e+006 |
| 6254 | -87.72 | 111.75 | 135.617 | 7.88199e+006 |

Conclusión

Como se puede observar, ninguna de las tensiones supera el límite elástico del material.

Por lo tanto, se puede concluir que la integridad de la estructura está asegurada.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.12.2.2. ANEXO DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL MONTAJE

El presente anexo representa las medidas a ser tomadas a la hora de realizar el montaje de la caja reductora de engranajes.

El siguiente documento expresa el procedimiento necesario para ejecutar el proyecto de forma segura, evitando también situaciones y actos insalubres.

RISGOS Y FACTORES DE RIESGO

Los diferentes riesgos existentes en el montaje se dividen en riesgo ergonómicos y riesgos de accidentes.

Los riesgos de accidentes se definen como un conjunto de estados o situaciones que favorecen la aparición de actos que pueden ocasionar daños de forma involuntaria.

Los riesgos de accidentes presentes en la ejecución del proyecto son:

- Golpes contra objetos fijos y atrapamientos diversos. Este riesgo tiene en consideración tanto el impacto entre partes del cuerpo y objetos, como el atrapamiento de los mismo entre objetos a la hora de ejecutar el proyecto. Estos accidentes pueden generar hematomas, cortes y roturas o fisura de huesos, incluso causando la amputación de miembros o la muerte.

- Caídas a mismo nivel. Este riesgo considera las caídas o tropiezos, producidos por objetos o elementos presentes en la zona de trabajo. Estos accidentes pueden generar hematomas y roturas o fisuras de huesos

- Atropellamientos. Este riesgo considera la acción y resultado de pasar precipitadamente por encima de alguna persona, animal o objeto. Estos accidentes pueden generar hematomas, cortes y roturas o fisura de huesos, incluso la muerte.

Los riesgos ergonómicos se definen como un conjunto de atributos de la tarea o del puesto de trabajo que inciden en aumentar la probabilidad de que un sujeto, expuesto a ellos, desarrolle una lesión en su trabajo.

Los riesgos ergonómicos presentes en la ejecución del proyecto se representan en sobreesfuerzos.

Los sobreesfuerzos son desequilibrios que se producen entre la capacidad física de un operario y las exigencias de la tarea. Estos desequilibrios pueden causar lesiones como luxaciones, dislocaciones o fisuras.

MEDIDAS DE PREVENCIÓN Y PROTECCIÓN

· Golpes contra objetos fijos y atrapamientos diversos

El riesgo de golpes contra objetos y posibles lesiones en las extremidades superiores e inferiores, se puede controlar utilizando los equipos de protección individual descritos en el apartado correspondiente de este documento. Estas protecciones no evitan el golpe, ni tampoco protegen otras zonas del cuerpo, por lo que se recomienda adoptar medidas auxiliares en caso de necesidad.

· Caídas a mismo nivel

Se debe evitar la acumulación de suciedad, objetos diversos y materiales en el área de trabajo. Todo el personal que trabaje en el montaje debe estar formado para que mantenga ordenada su zona de trabajo y deje libre el suelo de herramientas, cables, materiales, etc., utilizados para realizar su trabajo. Para ello es conveniente disponer de cajas para depositar los útiles necesarios para realizar el trabajo. En cualquier caso, una vez finalizada la jornada laboral se deben dejar libres todas las superficies de trabajo.

· Atropellamientos

Para evitar atropellamientos, la solución es la señalización. Todo lo referente a la señalización se encuentra en el apartado de Señalización contenido en este documento.

· Sobreesfuerzos

Los riesgos de sobreesfuerzos en la manipulación manual de elementos de la caja reductora de engranajes, se pueden eliminar o reducir actuando sobre la organización del trabajo. Esta organización se refiere al montaje correcto del sistema, tal y como viene expresado en el apartado 1.10 Manual de montaje. El correcto montaje del sistema evita los sobreesfuerzos a la hora de ejecutar el proyecto. También hay que tener en cuenta las capacidades individuales de las personas implicadas.

1. MEMORIA DESCRIPTIVA

EQUIPOS DE PROTECCIÓN INDIVIDUAL

Los EPI recomendables en las operaciones de montaje y mantenimiento de este tipo de mecanismos son los siguientes:

- Calzado de seguridad conforme a la norma UNE-EN ISO 20345, para evitar golpes.
- Casco de seguridad para evitar posibles daños causados por causas ajenas al montaje del sistema.
- Auriculares insonorizantes para evitar situaciones insalubres en el trabajador a causa de actividades ajenas al montaje del sistema. Este elemento de protección será necesario en función del ambiente de trabajo donde se ejecute el proyecto.
- Guantes para evitar posibles intoxicaciones o irritaciones a causa del contacto de diferentes sustancias (aceites, lubricantes) con la piel humana.

Cualquier otro EPI a utilizar se determinará en función de la correspondiente evaluación de riesgos, según el tipo de trabajo y de las condiciones del lugar donde esté instalado el andamio.

SEÑALIZACIÓN

Para evitar atropellamientos, la solución es la señalización. Para una señalización óptima, se requiere delimitar la área de trabajo. Una vez delimitada la zona de trabajo, se debe señalizar mediante paletas, postes o conos. Para una mejor visión de los usuarios de la zona de trabajo, esta se delimita con cinta rayada roja y blanca.

2. PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

| | |
|--|-----|
| 2.1. Condiciones Generales..... | 120 |
| 2.1.1. Condiciones Legales..... | 120 |
| 2.1.2. Condiciones Facultativas..... | 120 |
| 2.1.3. Condiciones Económicas..... | 120 |
| 2.2. Condiciones Particulares..... | 121 |
| 2.2.1. Condiciones de Materiales y Equipos | 121 |
| 2.2.2. Condiciones de Ejecución y Montaje..... | 122 |

2.1. CONDICIONES GENERALES

2.1.1. CONDICIONES LEGALES

A continuación se enumeran las leyes y norma jurídicas a seguir en la realización del proyecto:

- Ley 31/1995, de 8 de noviembre para la prevención de riesgos laborales.
- REAL DECRETO 39/1997, de 17 de enero para la prevención de riesgos laborales.
- REAL DECRETO 486/1997, de 14 de abril para seguridad en el lugar de trabajo.
- REAL DECRETO 1435/1992, de 27 de noviembre para la seguridad de máquinas.
- REAL DECRETO 1215/1997, de 18 de julio para equipos de trabajamos en máquinas.
- REAL DECRETO 1644/2008, de 10 de octubre para la comercialización y la puesta en servicio de máquinas.
- REAL DECRETO 614/2001, de 8 de junio para la protección de riesgos eléctricos.
- REAL DECRETO 773/1997, 30 de mayo para la utilización de equipos de protección individual.
- REAL DECRETO 485/1997, 14 de abril para la utilización de señalizaciones.
- REAL DECRETO 286/2006, de 10 de marzo para requisitos mínimos de luminosidad y protección contra vibraciones.
- REAL DECRETO 783/2001, de 6 de julio para la protección de radiaciones ionizantes
- REAL DECRETO 1066/2001, de 28 de septiembre para la protección de radiaciones no ionizantes.
- REAL DECRETO 374/2001, de 6 de abril para la protección de riesgos químicos.
- REAL DECRETO 664/1997, de 12 de mayo para la protección de riesgos biológicos.
- ISO 12100 para seguridad en máquinas.
- EN 60204-1 para la seguridad de máquinas eléctricas.

2.1.2. CONDICIONES FACULTATIVAS

El operario encargado de la ejecución del proyecto debe de tener uno título igual, equivalente o superior a los nombrados a continuación:

- Técnico Superior de Mantenimiento y Servicios a la Producción.
- Técnico de Instalaciones y Mantenimiento Electromecánico de Maquinaria y Conducción de Lineas.
- Técnico de Mantenimiento Electromecánico
- Técnico Superior de Mecatrónica Industrial.
- Técnico Superior de Desarrollo de Proyectos.

2.1.3. CONDICIONES ECONÓMICAS

El valor total del presupuesto puede variar entorno a un 10-25%. Todos los costes y valoraciones están referenciados al año 2016, para proveedores elegidos por el ingeniero. En caso de una ejecución posterior, se debe realizar una nueva valoración a los costes, incrementando el valor del IPC correspondiente.

2.2. CONDICIONES PARTICULARES

2.2.1. CONDICIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS

a) Materiales

A continuación se detallarán los materiales y las calidades mínimas para cada uno de los elementos. Para elementos normalizados, se informará de su referencia.

· Engranajes

Los ejes serán fabricados mediante el proceso de fresado: Al engranaje fresado se le aplicará un proceso de rectificación posteriormente,

El material del cual estarán fabricados los engranajes será de acero AISI 1030 de grado 2 y calidad n°10.

Los engranajes estarán sometidos a un proceso de endurecimiento superficial para conseguir una dureza superficial de 580 HB. El proceso consistirá en un tratamiento térmico de recocido y estabilizado. Este tratamiento será realizado por una empresa externa especializada.

· Ejes

Los ejes se fabricarán a partir mediante el proceso de corte por torno mecánico.

Para las periferias del eje, se utilizará el mismo sistema para la disminución del diámetro con el espesor indicado. Los chaveteros se mecanizarán con un sistema de fresa.

El material del cual estarán fabricados los ejes será de acero AISI 1030.

· Chavetas

Las chavetas se regirán por la norma DIN 6887.

El material del cual estarán fabricadas las chavetas es acero C45K, referencia del fabricante OPAC S.L.

· Rodamientos

Los rodamientos se regirán por las recomendaciones de la marca NSK.

Los materiales de los cuales estarán compuestos los diferentes elementos de los rodamiento viene referido por el fabricante.

Los rodamientos deben tener las mismas características que los rodamientos seleccionados, o superiores.

· Acoplamientos

Los rodamientos se regirán por las recomendaciones de la marca Nor-Mex.

Los materiales de los cuales estarán compuestos los diferentes elementos de los rodamiento viene referido por el fabricante.

· Lubricantes

Los lubricantes se regirán por las recomendaciones de la AGMA.

La lubricación de los engranajes se realizará con un aceite, SEA 90, API GL-4 de alta presión, o superior.

La lubricación de los engranajes se realizará con grasa de jabón de litio con un consistencia de NLGI 2.

· Carcasa

Las dos partes de la carcasa se fabricarán mediante el proceso de colada.

El material utilizado será acero al carbono fundido.

· Pernos

Los pernos se fabricarán por torneado y fresado. El material de fabricación será acero al carbono. Los pernos serán de clase 4.6.

· Arandelas

Las arandelas se fabricarán mediante el corte por láser de sábanas metálicas. El material de fabricación será acero al carbono. Las arandelas se fabricarán en función de la DIN-125.

2. PLIEGO DE CONDICIONES

b) Equipos

A continuación se detallarán los equipos requeridos para la ejecución del proyecto. Para equipos normalizados, se informará de su referencia.

- Motor

El motor tendrá las características del motor MS 132 M1 2 de la marca Cime.

- Tacógrafo

Este elemento medirá las velocidades de los ejes para su comprobación.

- Analizador CSI 1230

Este elemento realizará las mediciones de vibración en los ejes.

- Termómetro eléctrico

Este elemento realizará las mediciones de la temperatura de sistema.

- Herramientas de medición y ajuste

Se requerirá las siguientes herramientas para el montaje y ajuste del sistema:

- 1 Llaves de tubo para pernos normalizados tamaño T10.

- 1 Calibre

- 1 Pie de rey

2.2.2. CONDICIONES DE EJECUCIÓN Y MONTAJE

Las condiciones de ejecución y montajes vienen descritos en el apartado 1.10 de la memoria, Manual de montaje.

La ejecución se debe realizar tal y como expone el apartado anteriormente nombrado.

Se realizan los siguientes ensayos al sistema, después de su instalación y montaje:

1) Medición de velocidades de los ejes mediante un tacógrafo digital.

2) Medición de vibraciones en los ejes, mediante el analizador CSI 1230.

3) Medición de temperatura, mediante termómetro electrónico.

Las revisiones e inspecciones se realizarán cada 1000 horas de uso.

3. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO

ÍNDICE

| | |
|--|------------|
| 3.1. Estado de Mediciones..... | 124 |
| 3.2. Presupuestos..... | 125 |
| 3.2.1. Presupuesto de ejecución material..... | 125 |
| 3.2.2. Presupuesto de ejecución por contrata..... | 126 |

3. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTOS

3.1. ESTADO DE MEDICIONES

| Descripción | Unidad | Cantidad |
|--|--------|----------|
| Eje 30Ø x 331 mm | pza | 1 |
| Eje 35Ø x 266 mm | pza | 1 |
| Eje 42Ø x 266 mm | pza | 1 |
| Eje 42Ø x 371 mm | pza | 1 |
| Chaveta con cabeza 8 x 7 x 50 mm DIN 6887 | pza | 1 |
| Chaveta con cabeza 10 x 8 x 50 mm DIN 6887 | pza | 2 |
| Chaveta con cabeza 12 x 8 x 50 mm DIN 6887 | pza | 3 |
| Engranaje helicoidal 75Ø x 50,86 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 |
| Engranaje helicoidal 120Ø x 50,86 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 |
| Engranaje helicoidal 75Ø x 62,14 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 |
| Engranaje helicoidal 187,5Ø x 62,14 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 |
| Engranaje helicoidal 100Ø x 107,25 mm, $m_t = 2$ | pza | 1 |
| Engranaje helicoidal 200Ø x 107,25 mm, $m_t = 2$ | pza | 1 |
| Carcasa simétrica 2 partes especial | pza | 1 |
| Rodamiento cónico HR 32906 J, fabricante NSK | pza | 2 |
| Rodamiento cónico HR 32907 J, fabricante NSK | pza | 2 |
| Rodamiento cónico HR 32008 XJ, fabricante NSK | pza | 3 |
| Rodamiento cónico HR 33108 J, fabricante NSK | pza | 1 |
| Acoplamiento tamaño 97, forma G, fabricante Nor-Mex | pza | 1 |
| Acoplamiento tamaño 168, forma G, fabricante Nor-Mex | pza | 1 |
| Perno T10 | pza | 10 |
| Arandelas M10 | pza | 10 |
| Motor MS 132 M1 2 de aluminio, fabricante Cime | pza | 1 |
| Variador de frecuencia (Rectificador + Inversor) | pza | 1 |
| Lubricante líquido SAE 90, API GL-4 | L | 8 |
| Lubricante en grasa NLGI 2 | g | 150 |

3. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTOS

3.2. PRESUPUESTOS

3.2.1. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

| Descripción | Unidad | Cantidad | Precio unidad | Total (€) |
|--|--------|----------|---------------|-----------|
| Eje 30Ø x 331 mm | pza | 1 | 34,41 | 34,41 |
| Eje 35Ø x 266 mm | pza | 1 | 46,3 | 46,3 |
| Eje 42Ø x 266 mm | pza | 1 | 59,15 | 59,15 |
| Eje 42Ø x 371 mm | pza | 1 | 72,01 | 72,01 |
| Chaveta con cabeza 8 x 7 x 50 mm DIN 6887 | pza | 1 | 0,1 | 0,1 |
| Chaveta con cabeza 10 x 8 x 50 mm DIN 6887 | pza | 2 | 0,12 | 0,24 |
| Chaveta con cabeza 12 x 8 x 50 mm DIN 6887 | pza | 3 | 0,15 | 0,45 |
| Engranaje helicoidal 75Ø x 50,86 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 | 57,66 | 57,66 |
| Engranaje helicoidal 120Ø x 50,86 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 | 89,5 | 89,5 |
| Engranaje helicoidal 75Ø x 62,14 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 | 63,47 | 63,47 |
| Engranaje helicoidal 187,5Ø x 62,14 mm, $m_t = 2,5$ | pza | 1 | 91,24 | 91,24 |
| Engranaje helicoidal 100Ø x 107,25 mm, $m_t = 2$ | pza | 1 | 70,95 | 70,95 |
| Engranaje helicoidal 200Ø x 107,25 mm, $m_t = 2$ | pza | 1 | 104,26 | 104,26 |
| Carcasa simétrica 2 partes especial | pza | 1 | 213,21 | 213,21 |
| Rodamiento cónico HR 32906 J, fabricante NSK | pza | 2 | 4,12 | 8,24 |
| Rodamiento cónico HR 32907 J, fabricante NSK | pza | 2 | 3,66 | 7,32 |
| Rodamiento cónico HR 32008 XJ, fabricante NSK | pza | 3 | 3,66 | 10,98 |
| Rodamiento cónico HR 33108 J, fabricante NSK | pza | 1 | 5,49 | 5,49 |
| Acoplamiento tamaño 97, forma G, fabricante Nor-Mex | pza | 1 | 46,23 | 46,23 |
| Acoplamiento tamaño 168, forma G, fabricante Nor-Mex | pza | 1 | 50,38 | 50,38 |
| Perno T10, caja 20 unidades | envase | 1 | 19,58 | 19,58 |
| Arandelas M10, caja 20 unidades | envase | 1 | 10,12 | 10,12 |
| Motor MS 132 M1 2 de aluminio, fabricante Cime | pza | 1 | 411,69 | 411,69 |
| Variador de frecuencia (Rectificador + Inversor) | pza | 1 | 114,43 | 114,43 |
| Lubricante líquido SAE 90, API GL-4, 8L | envase | 1 | 59,83 | 59,83 |
| Lubricante en grasa NLGI 2, 150 g | envase | 1 | 7,02 | 7,02 |
| Mano de obra | h | 4 | 15 | 60 |
| | | | Subtotal (€) | 1714,26 |

3. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTOS

3.2.2. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

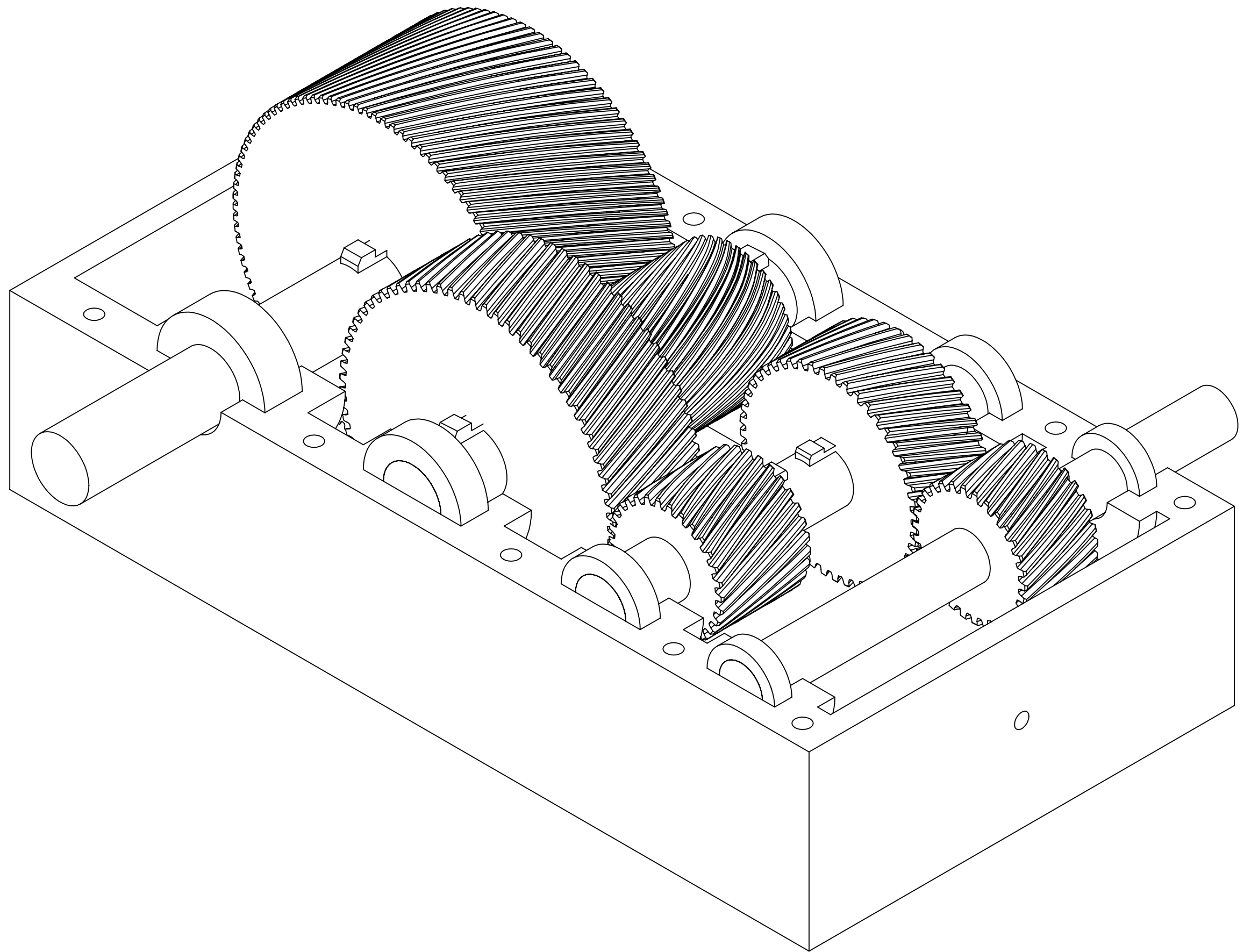
| Descripción | Valor | Total (€) |
|-----------------------------------|------------------|---------------|
| Presupuesto de ejecución material | 1714,26 | 1714,26 |
| Gastos generales | 12,00% | 205,71 |
| Beneficio industrial | 15,00% | 257,14 |
| | Subtotal (€) | 2177,11 |
| | IVA | 21,00% |
| | Total (€) | 2634,3 |

4. PLANOS

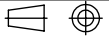
ÍNDICE

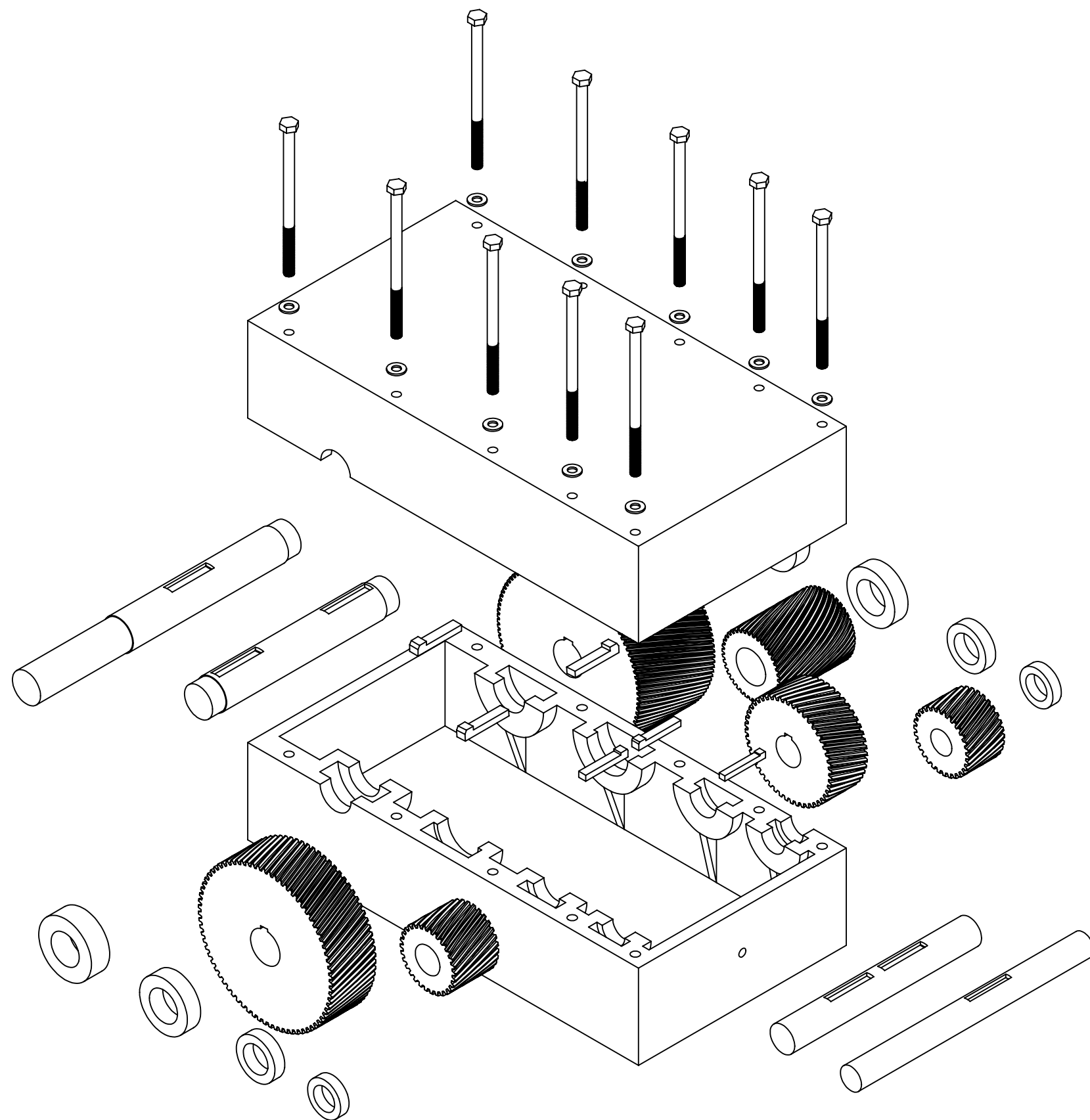
| | | |
|-----|-------------------------------|------------|
| 1. | Vista general..... | Plano nº1 |
| 2. | Plano ensamblaje general..... | Plano nº2 |
| 3. | Base carcasa..... | Plano nº3 |
| 4. | Parte superior carcasa..... | Plano nº4 |
| 5. | Ensamblaje eje a..... | Plano nº5 |
| 6. | Eje a..... | Plano nº6 |
| 7. | Chaveta eje a..... | Plano nº7 |
| 8. | Engranaje 2..... | Plano nº8 |
| 9. | Ensamblaje eje b..... | Plano nº9 |
| 10. | Eje b..... | Plano nº10 |
| 11. | Chaveta eje b..... | Plano nº11 |
| 12. | Engranaje 3..... | Plano nº12 |
| 13. | Engranaje 4..... | Plano nº13 |
| 14. | Ensamblaje eje c..... | Plano nº14 |
| 15. | Eje c..... | Plano nº15 |
| 16. | Chaveta eje c y d..... | Plano nº16 |
| 17. | Engranaje 5..... | Plano nº17 |
| 18. | Engranaje 6..... | Plano nº18 |
| 19. | Ensamblaje eje d..... | Plano nº19 |
| 20. | Eje d..... | Plano nº20 |
| 21. | Engranaje 7..... | Plano nº21 |

4. PLANOS

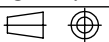


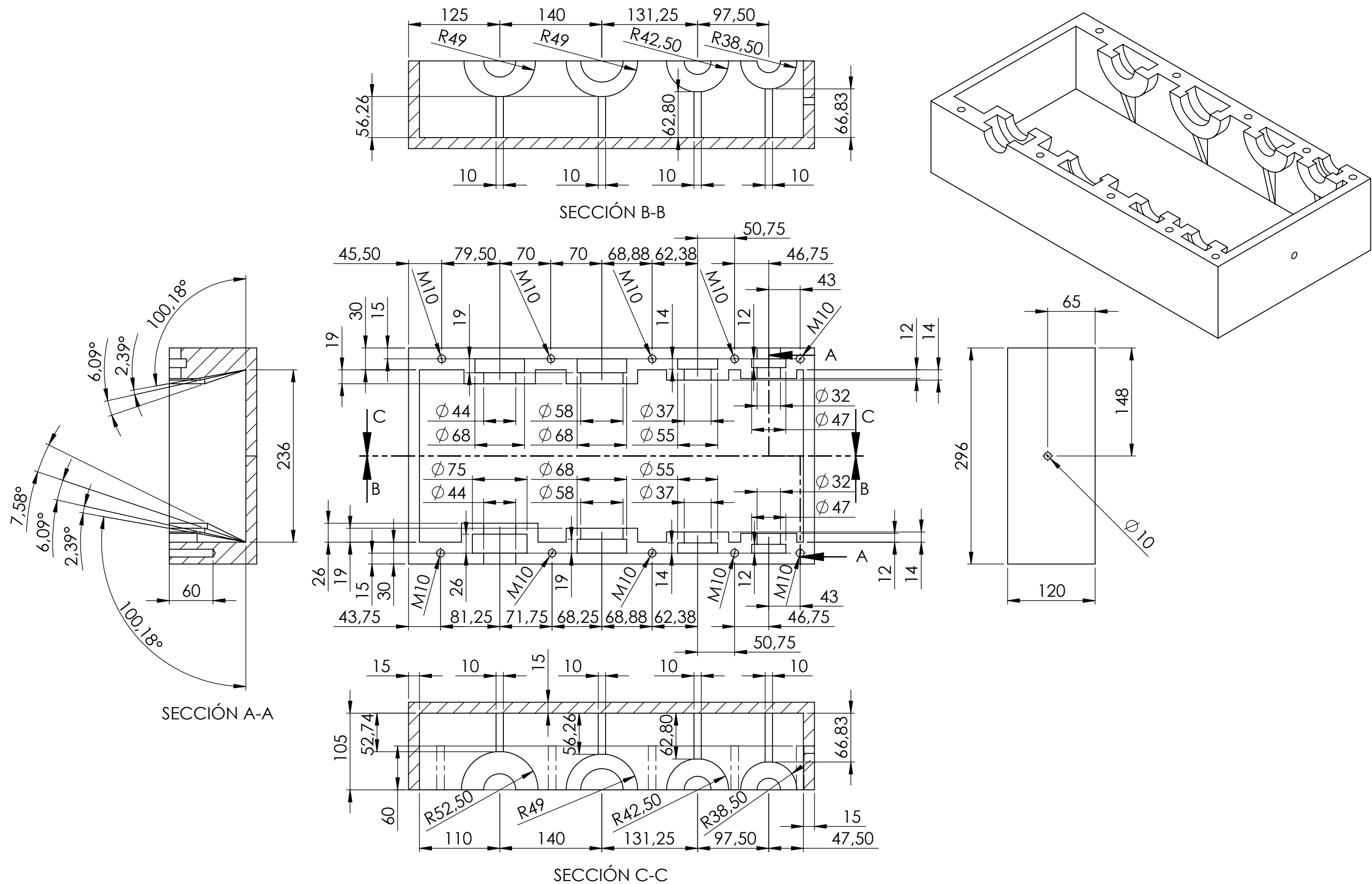
DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

| | | | |
|----------------|--|---------------------------------|----------------------------|
| Observaciones: | | Título: Vista General | Plano nº1 Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm  | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: Noviembre 2015 |

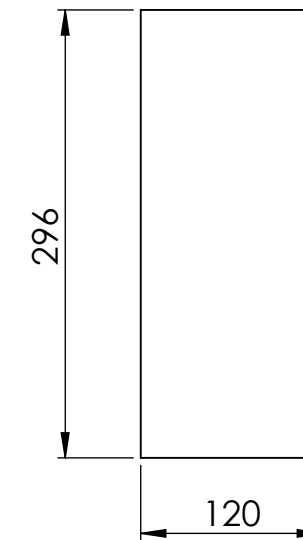
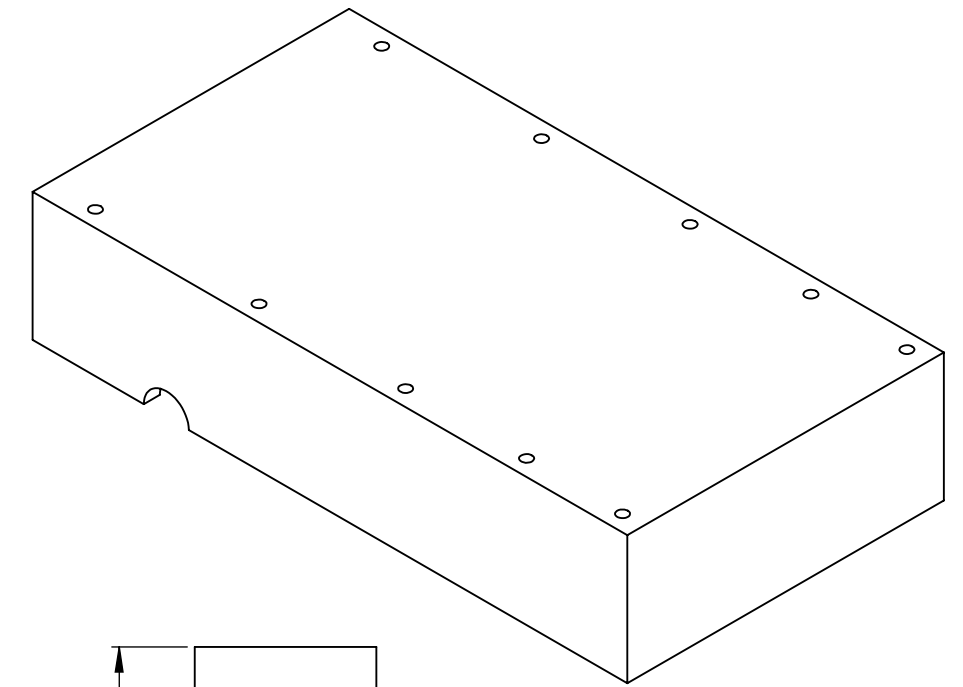
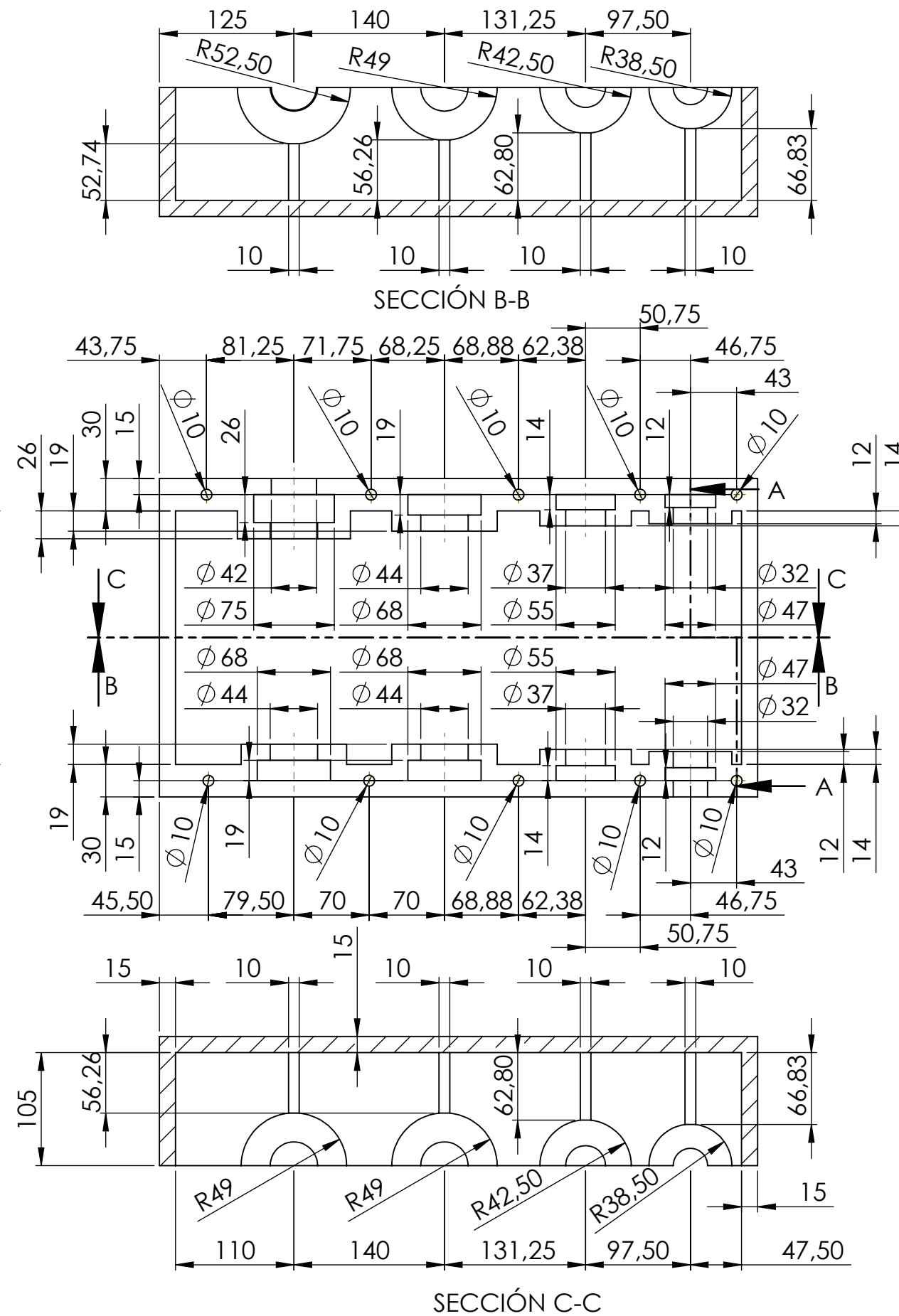
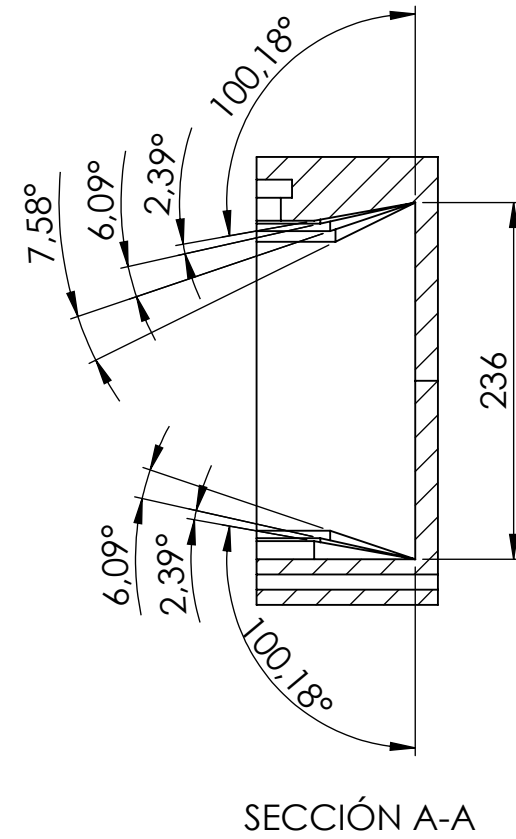


DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

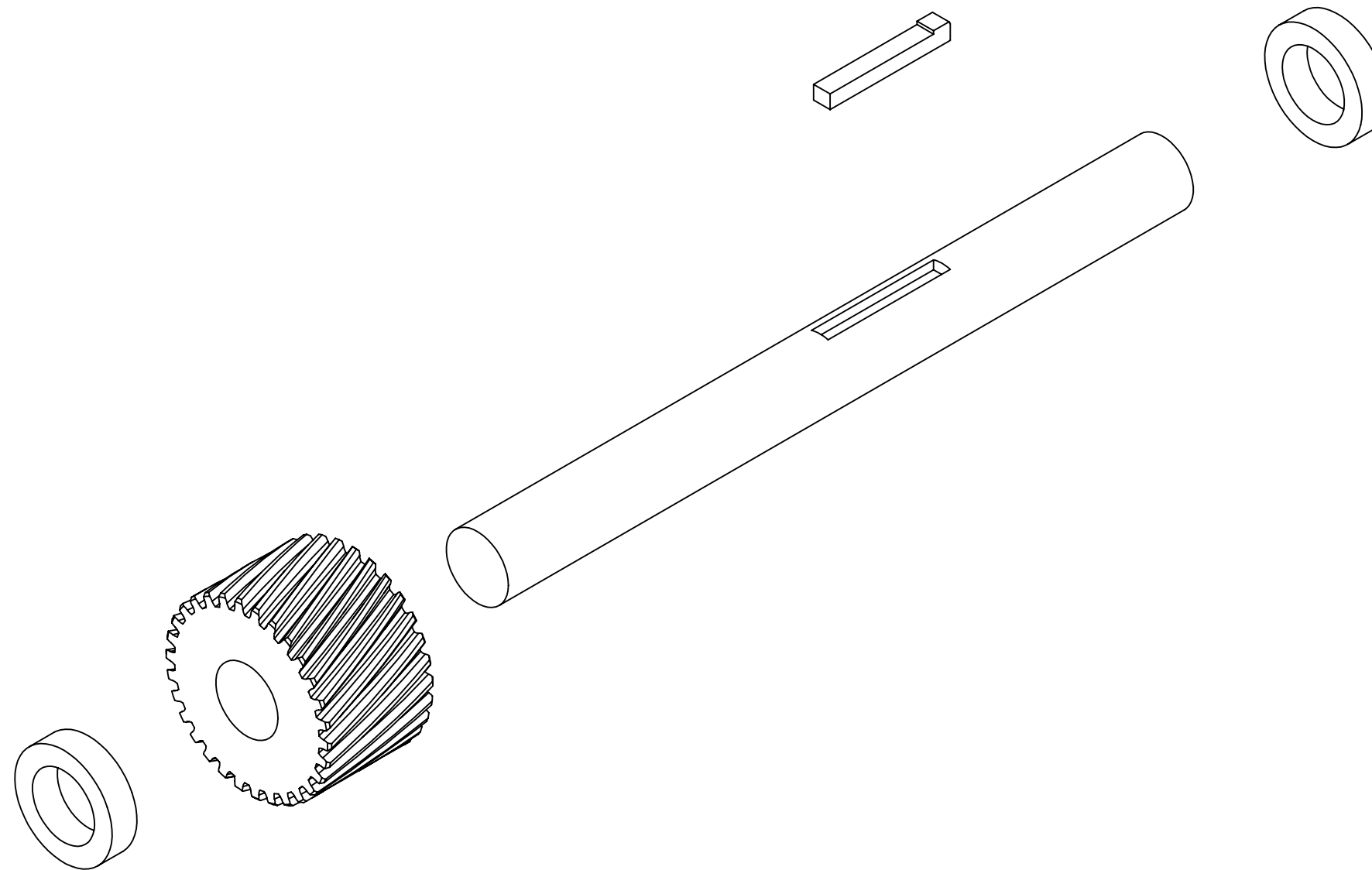
| | | | |
|--|--|---------------------------------|---------------|
| Observaciones: | | Título: Ensamblaje General | Plano nº2 |
| Escala 1:5 | | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Hoja nº1 de 1 |
| Un. dim. mm  | | Fecha: Noviembre 2015 | |



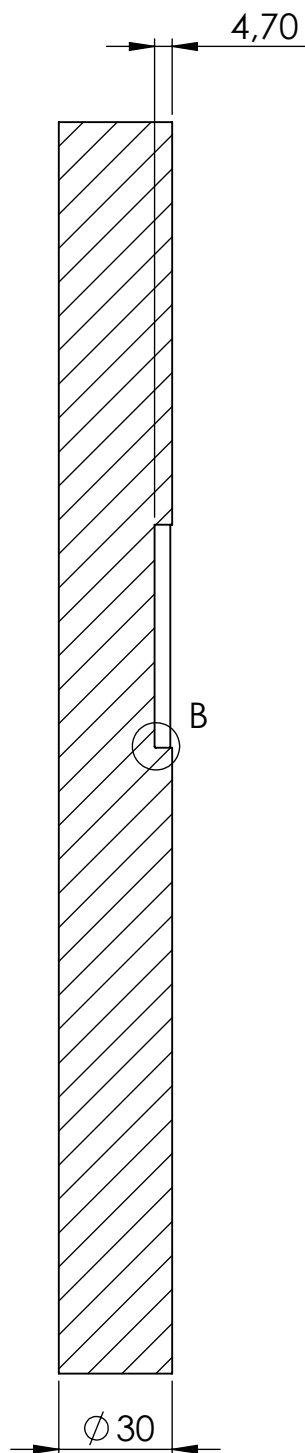
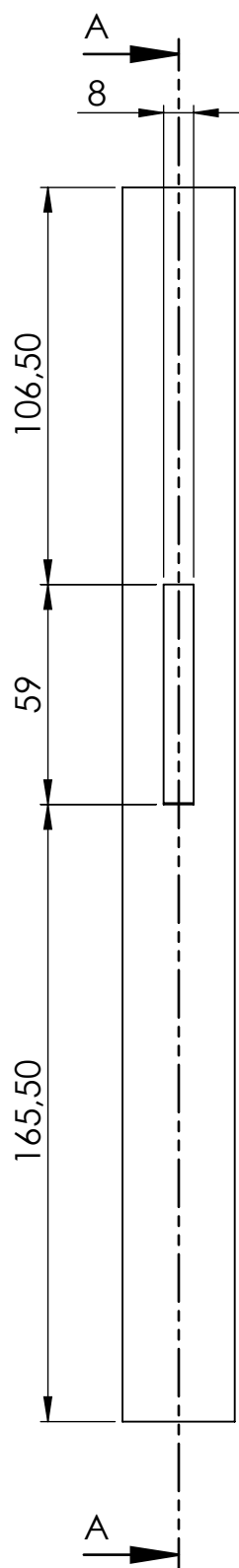
| | | | |
|--|-------------|-----------------------|----------------|
| DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA | | | |
| Observaciones: | | Título: | Plano nº3 |
| | | Base carcasa | Hoja nº1 de 1 |
| Escala | Un. dim. mm | Autor: | Fecha: |
| 1:5 | | Raul Andreu Rodriguez | Noviembre 2015 |



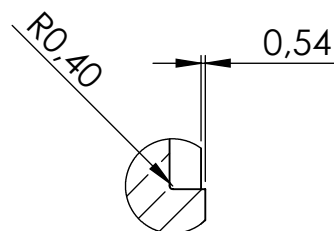
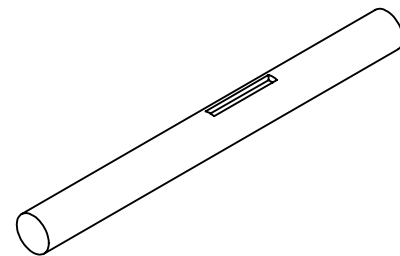
| | | | |
|--|-------------|------------------------|----------------|
| DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA | | | |
| Observaciones: | | Título: | Plano nº4 |
| | | Parte superior carcasa | Hoja nº1 de 1 |
| Escala | Un. dim. mm | Autor: | Fecha: |
| 1:5 | | Raul Andreu Rodriguez | Noviembre 2015 |



| | | | |
|--|-------------|---------------------------------|--------------------------|
| DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA | | | |
| Observaciones: | | Título: | Plano nº5 |
| | | Ensamblaje eje a | Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: Noviembre 2015 |
| | | | |



SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

Observaciones:

Título:
Eje a

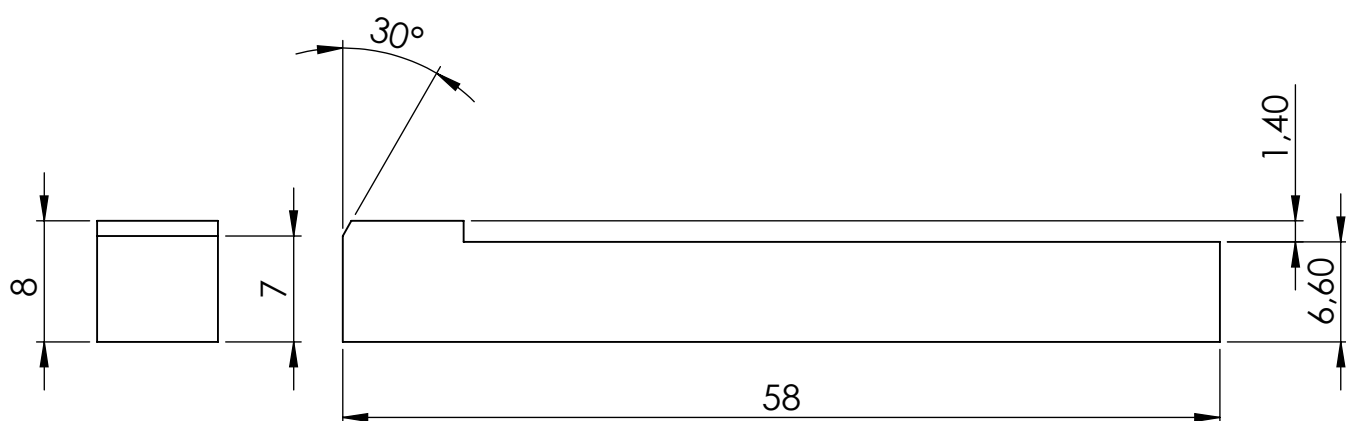
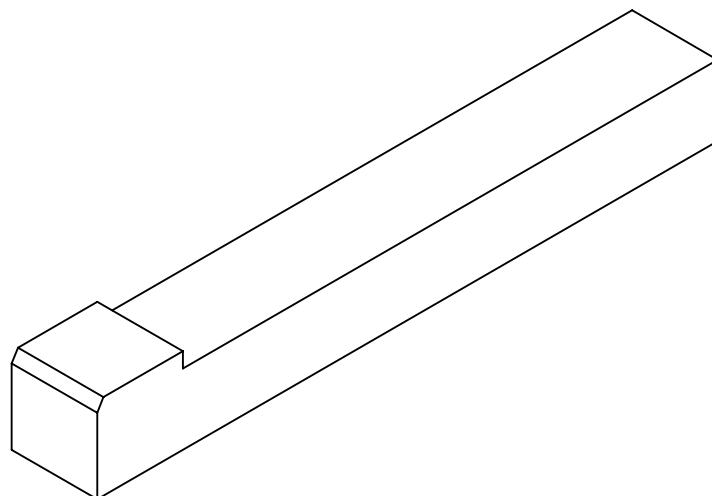
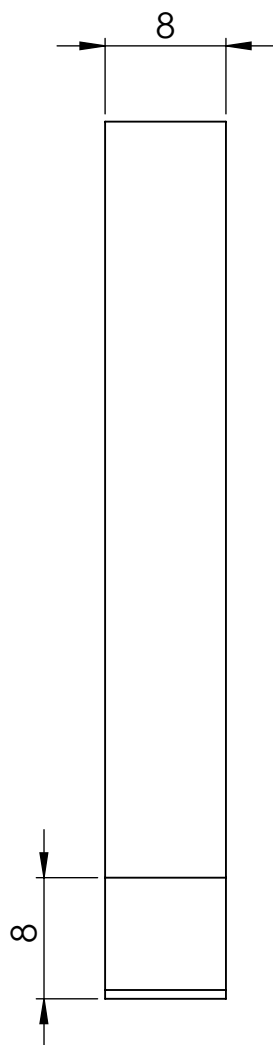
Plano nº6
Hoja nº1 de 1

Escala
1:2

Un. dim. mm

Autor:
Raul Andreu Rodriguez

Fecha:
Noviembre 2015



DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

Observaciones:

Título:
Cahveta eje a

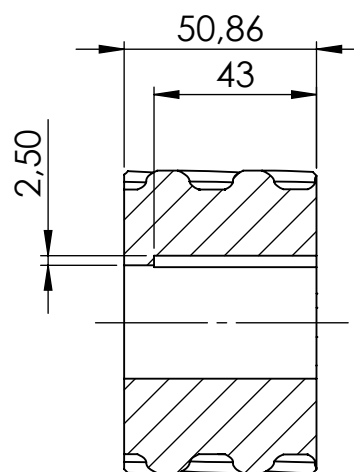
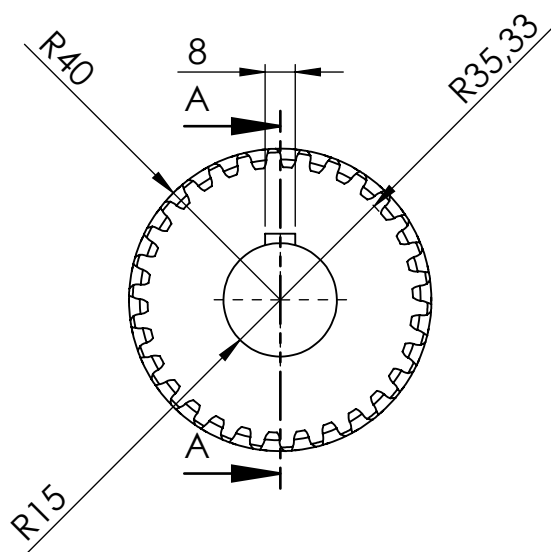
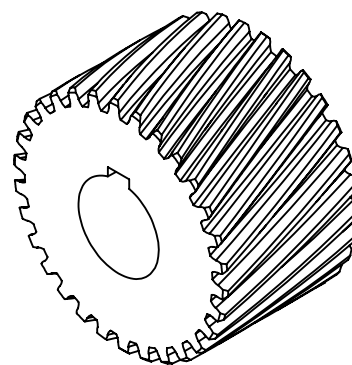
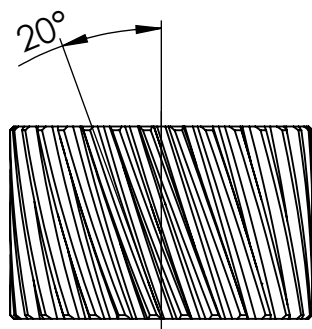
Plano nº7
Hoja nº1 de 1

Escala
2:1

Un. dim. mm


Autor:
Raul Andreu Rodriguez

Fecha:
Noviembre 2015



SECCIÓN A-A

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

Observaciones:

Título:
Engranaje 2

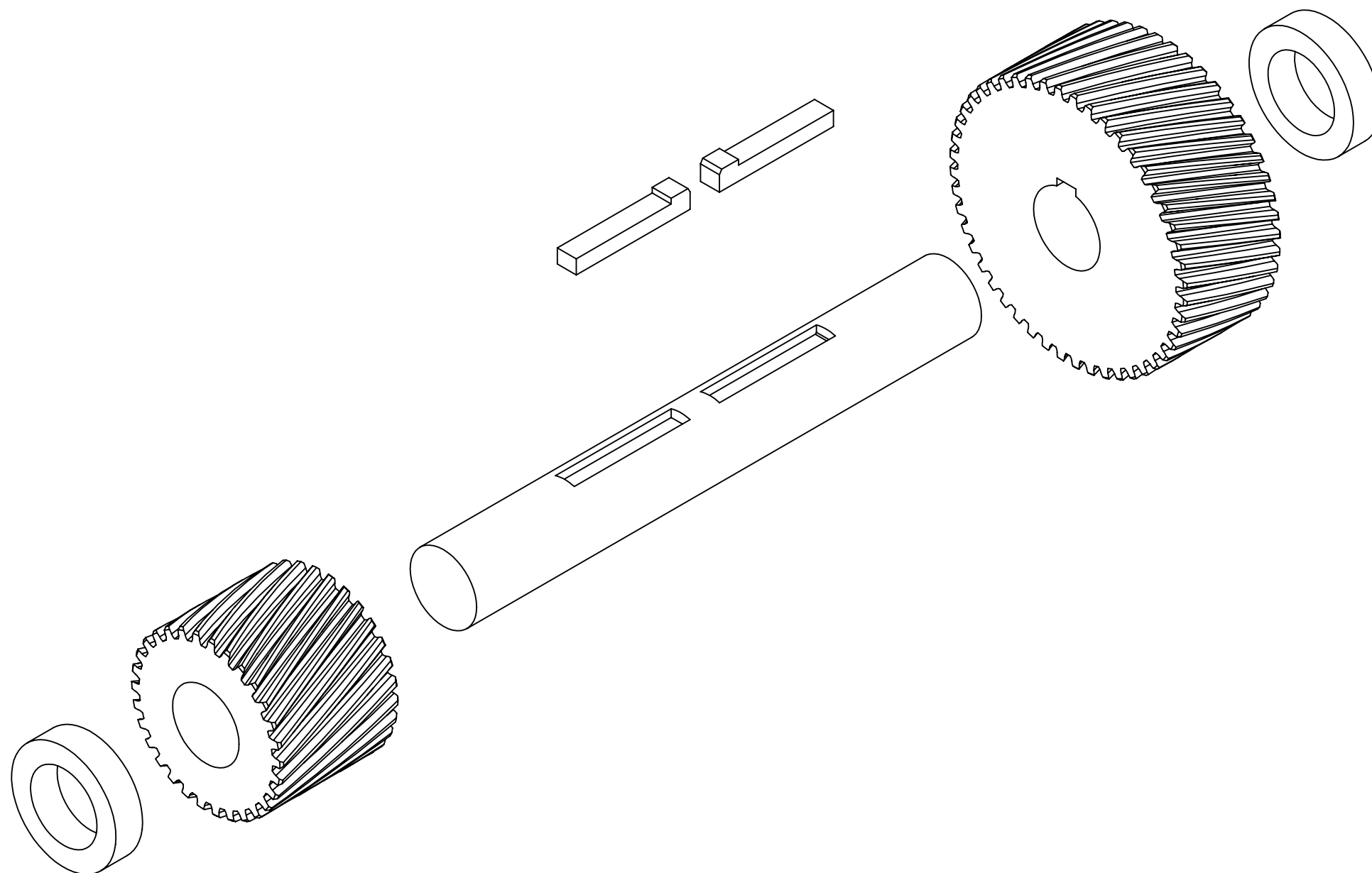
Plano nº8
Hoja nº1 de 1


Escala
1:2

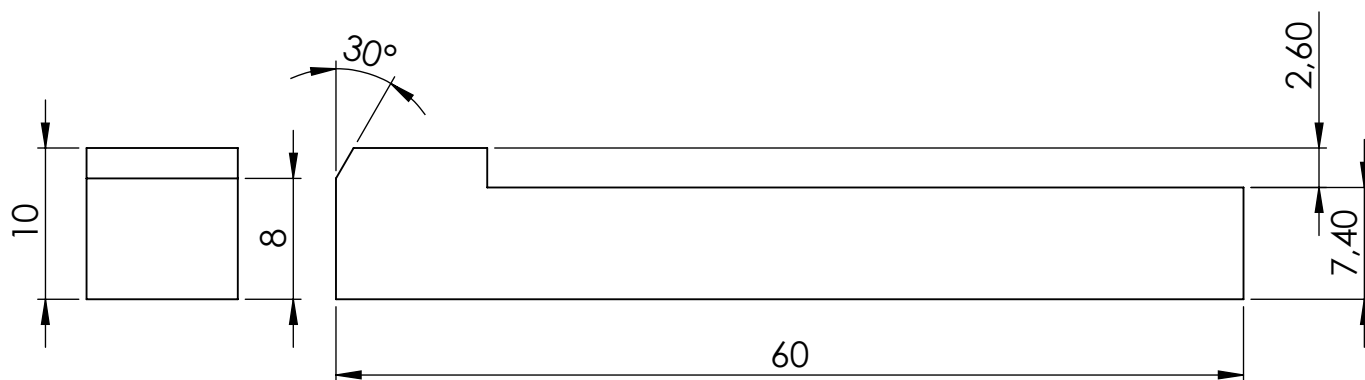
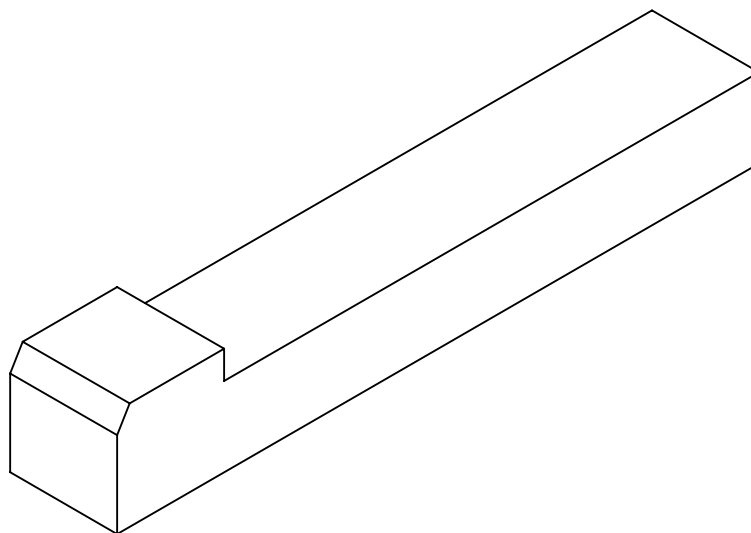
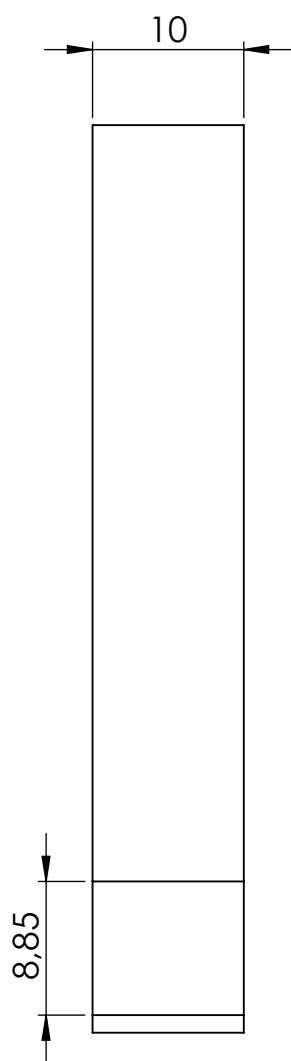
Un. dim. mm

Autor:
Raul Andreu Rodriguez

Fecha:
Noviembre 2015



| | | | |
|--|---|-----------------------|----------------|
| DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA | | | |
| Observaciones: | | Título: | Plano nº9 |
| | | Ensamblaje eje b | Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm | Autor: | Fecha: |
| |  | Raul Andreu Rodriguez | Noviembre 2015 |



DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

Observaciones:

Título:
Cahveta eje b

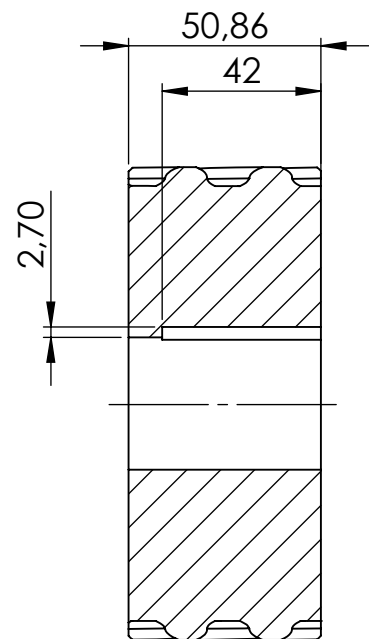
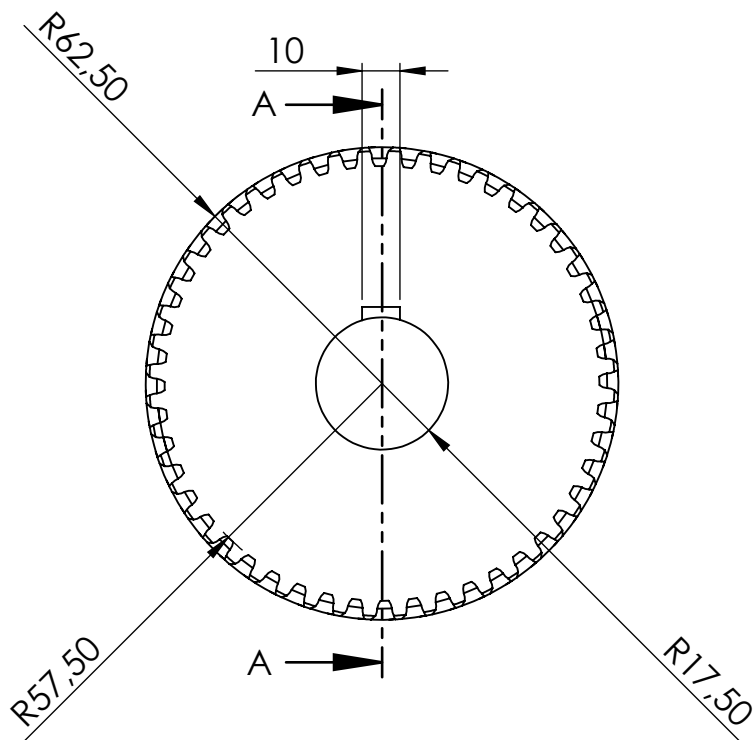
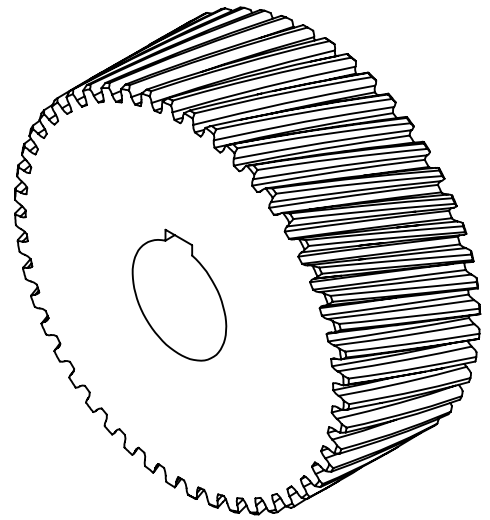
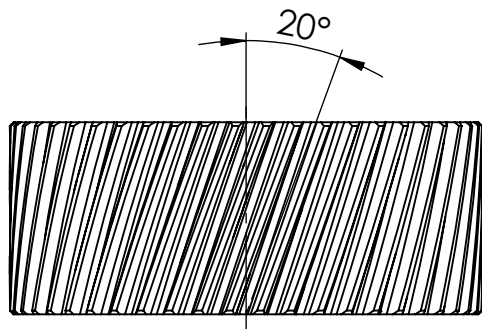
Plano nº11
Hoja nº1 de 1

Escala
2:1

Un. dim. mm


Autor:
Raul Andreu Rodriguez

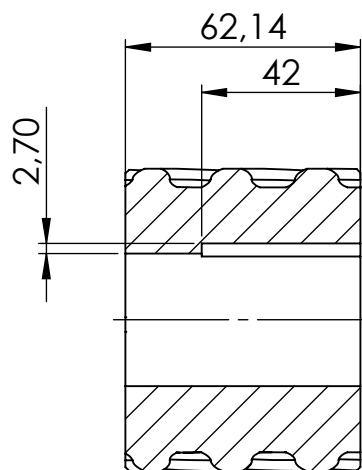
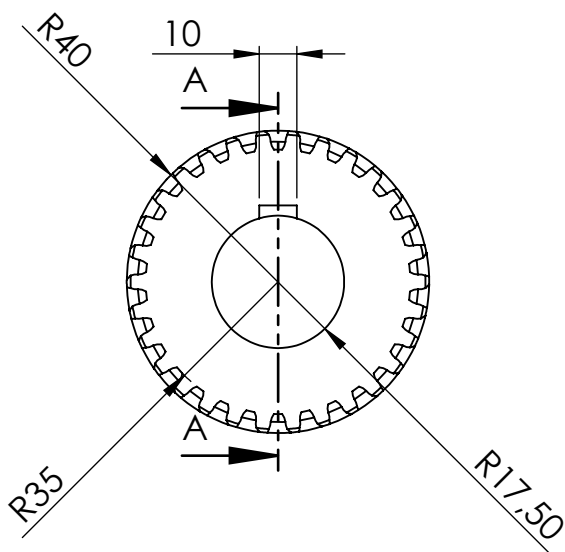
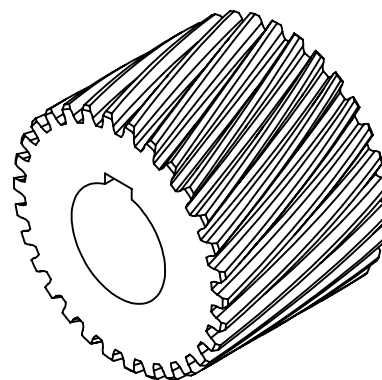
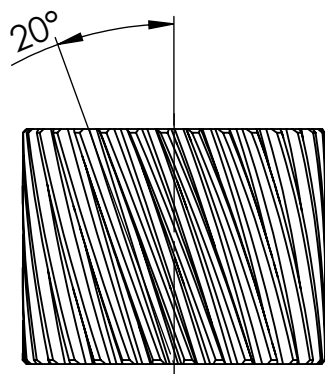
Fecha:
Noviembre 2015



SECCIÓN A-A

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

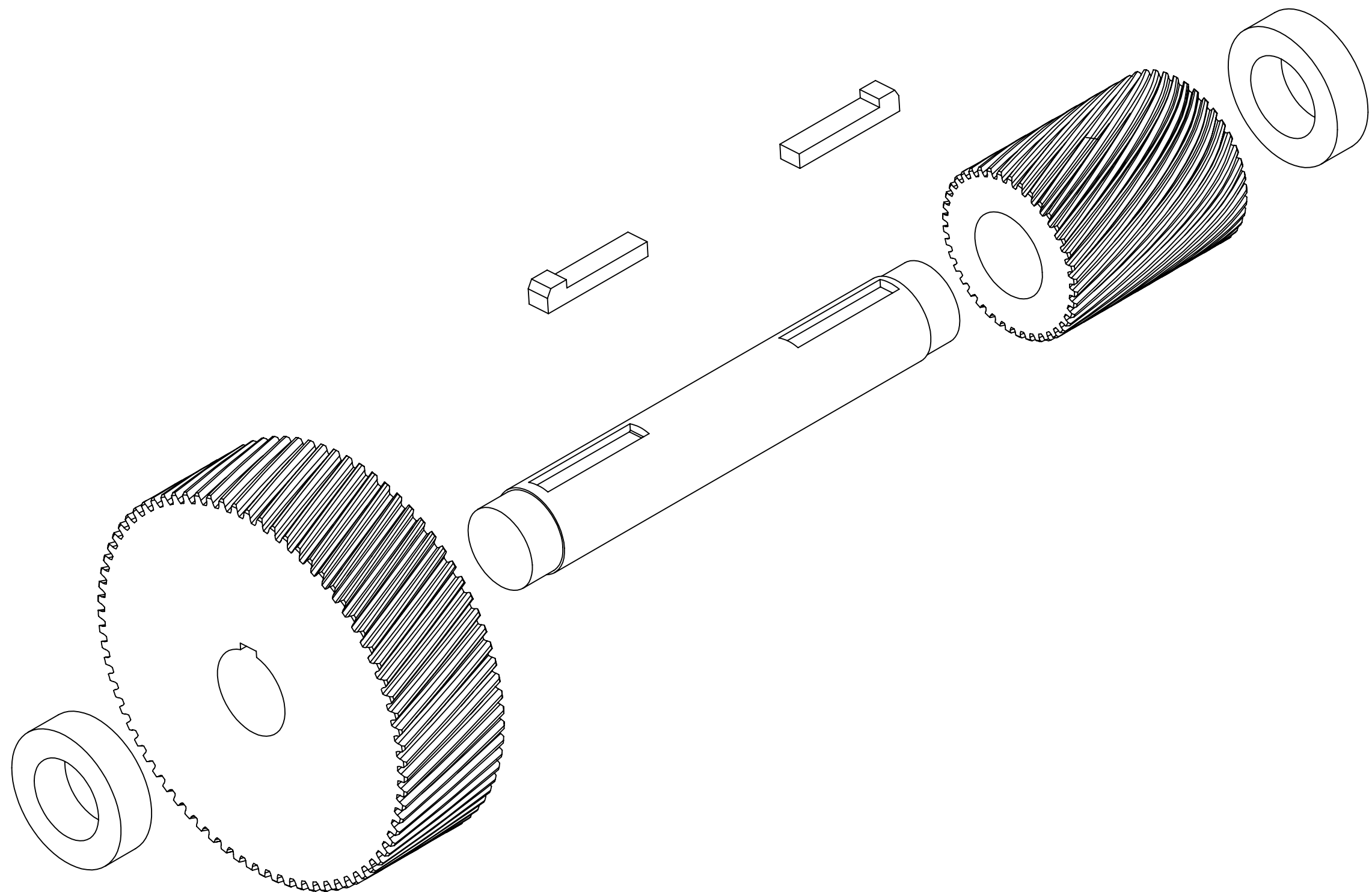
| | | | |
|----------------|-------------|---------------------------------|--------------------------|
| Observaciones: | | Título: Engranaje 3 | Plano nº12 |
| | | | Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: Noviembre 2015 |
| | | | |



SECCIÓN A-A

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

| | | | |
|----------------|-------------|---------------------------------|--------------------------|
| Observaciones: | | Título: Engranaje 4 | Plano nº13 |
| | | | Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: Noviembre 2015 |
| | | | |



DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

Observaciones:

Título:
Ensamblaje eje c

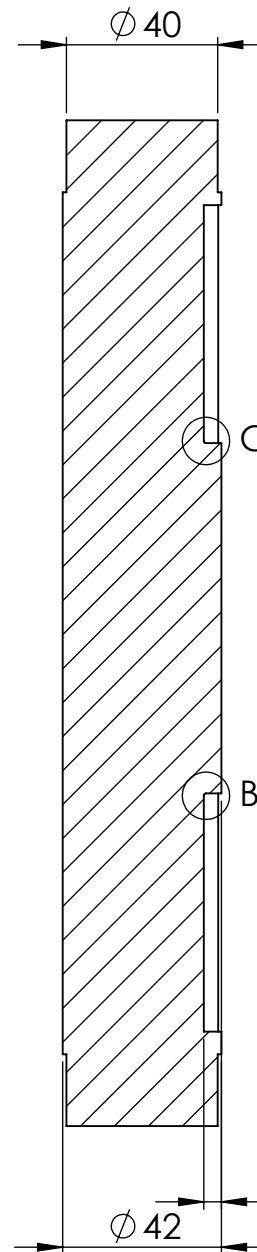
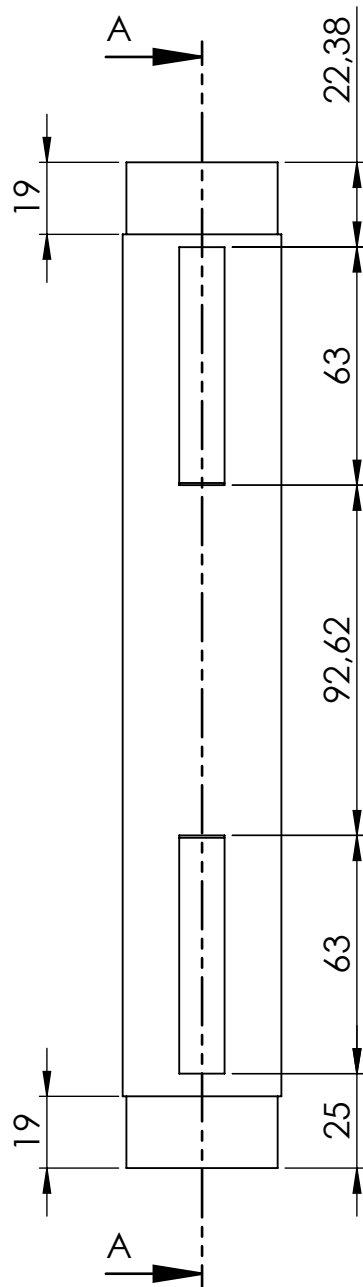
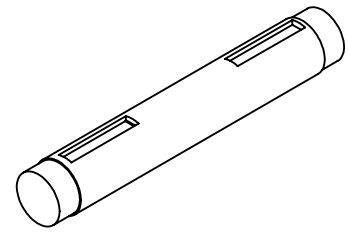
Plano nº14
Hoja nº1 de 1

Escala
1:2

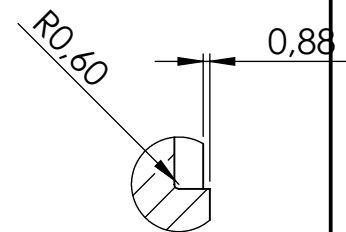
Un. dim. mm


Autor:
Raul Andreu Rodriguez

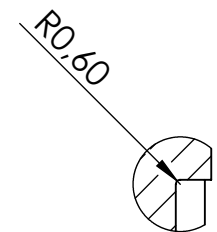
Fecha:
Noviembre 2015



SECCIÓN A-A



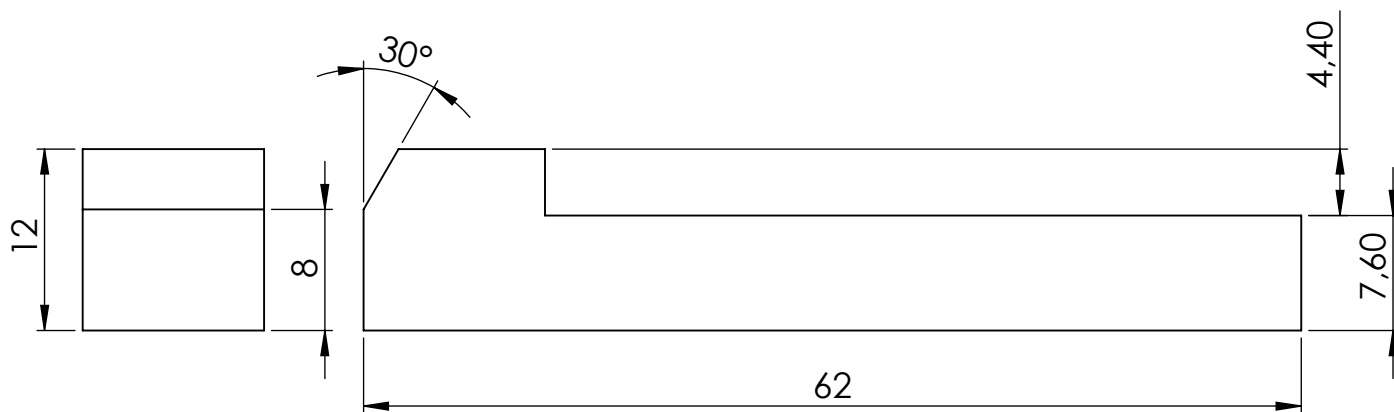
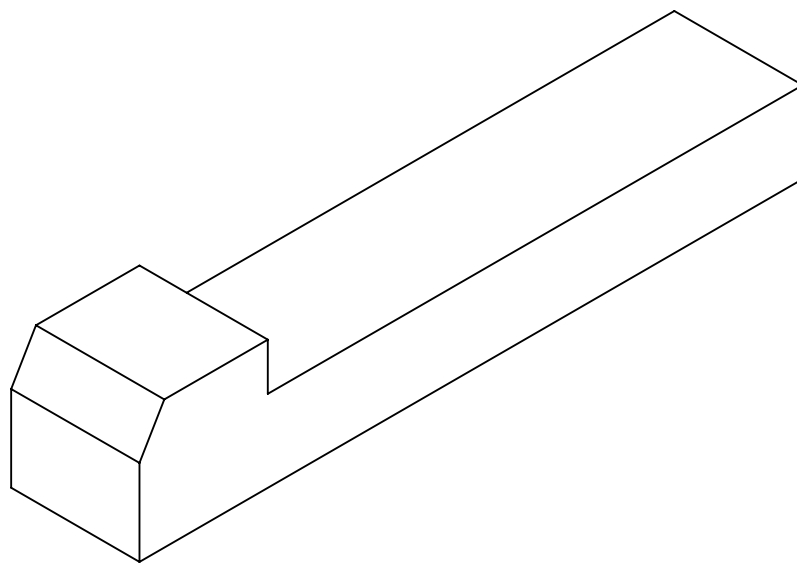
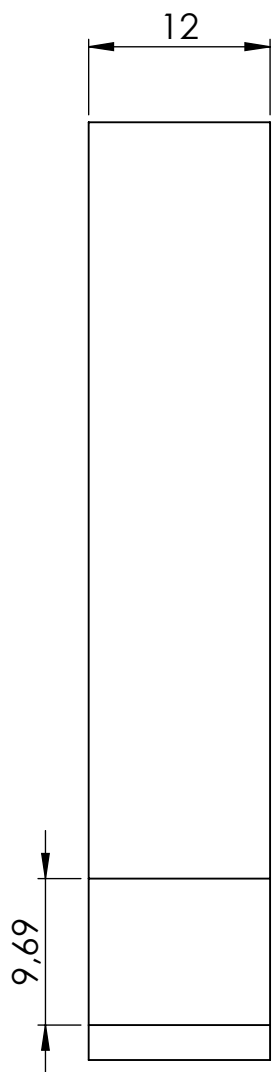
DETALLE C
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

| | | | |
|----------------|-----------------|---------------------------------|--------------------------|
| Observaciones: | | Título: Eje c | Plano nº15 |
| | | | Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: Noviembre 2015 |



DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

Observaciones:

Título:
Cahveta ejes c y d

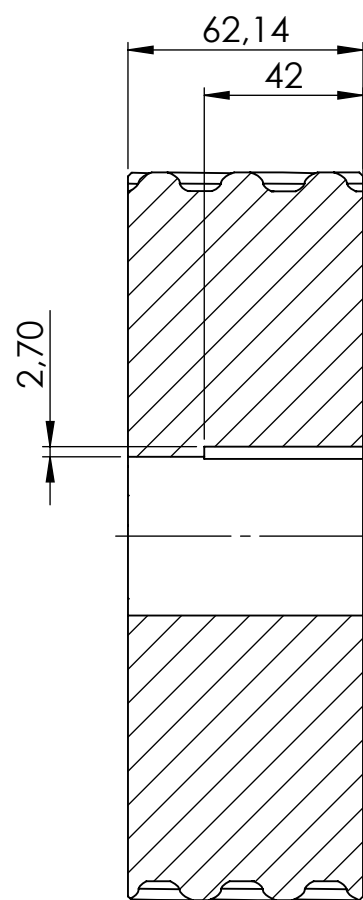
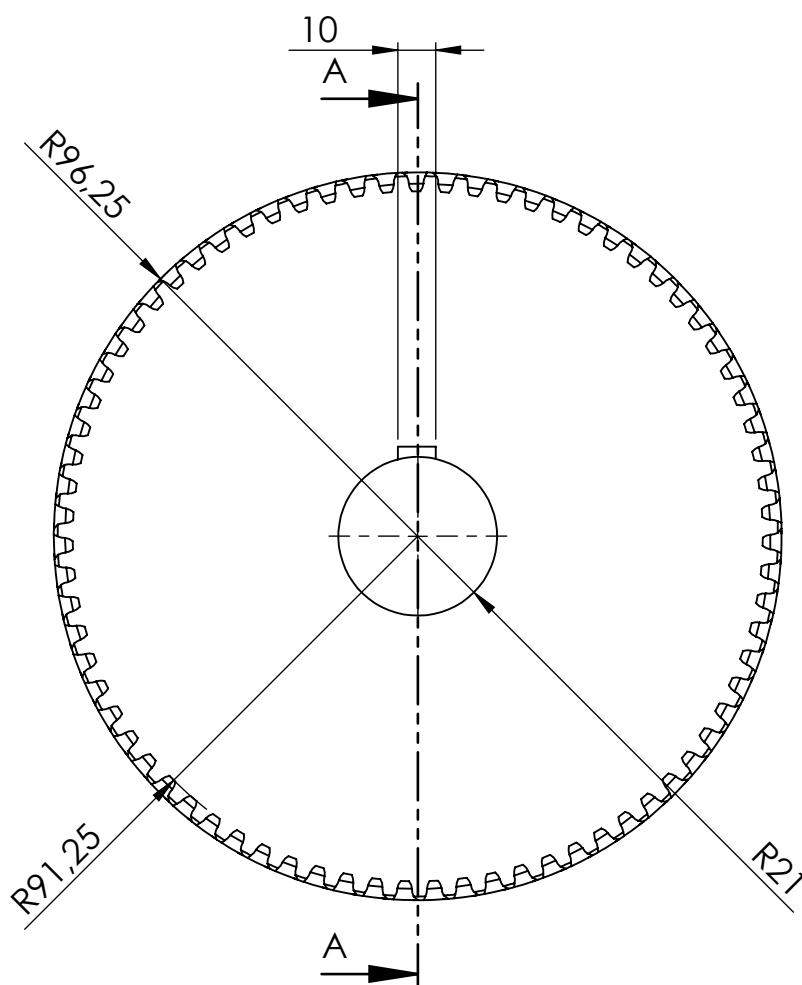
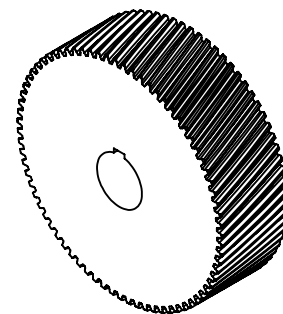
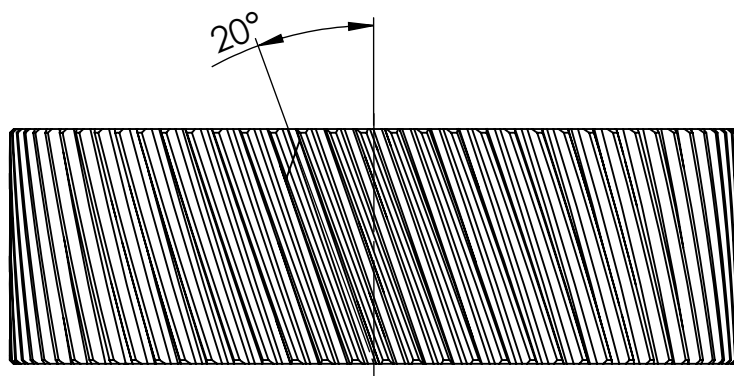
Plano nº16
Hoja nº1 de 1

Escala
2:1

Un. dim. mm

Autor:
Raul Andreu Rodriguez

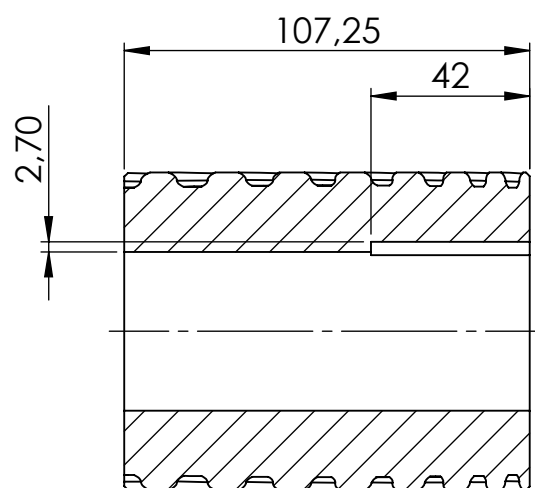
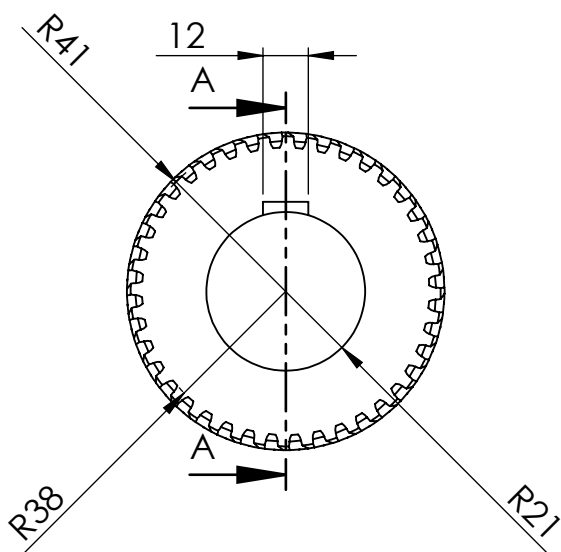
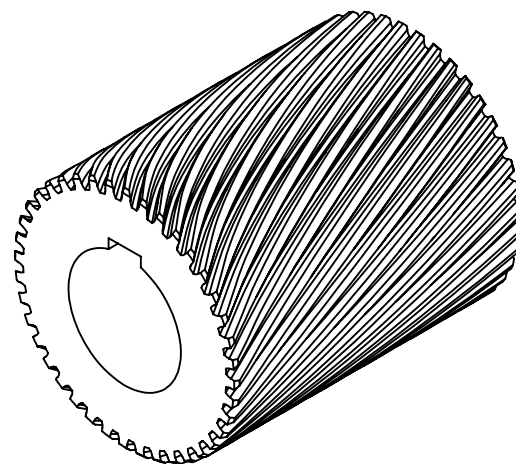
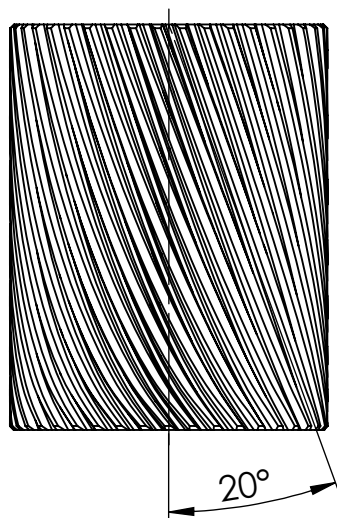
Fecha:
Noviembre 2015



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

| | | | |
|----------------|-------------|---------------------------------|--------------------------|
| Observaciones: | | Título: ENgranaje 5 | Plano nº17 |
| | | | Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: Noviembre 2015 |
| | | | |



SECCIÓN A-A

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

Observaciones:

Título:
Engranaje 6

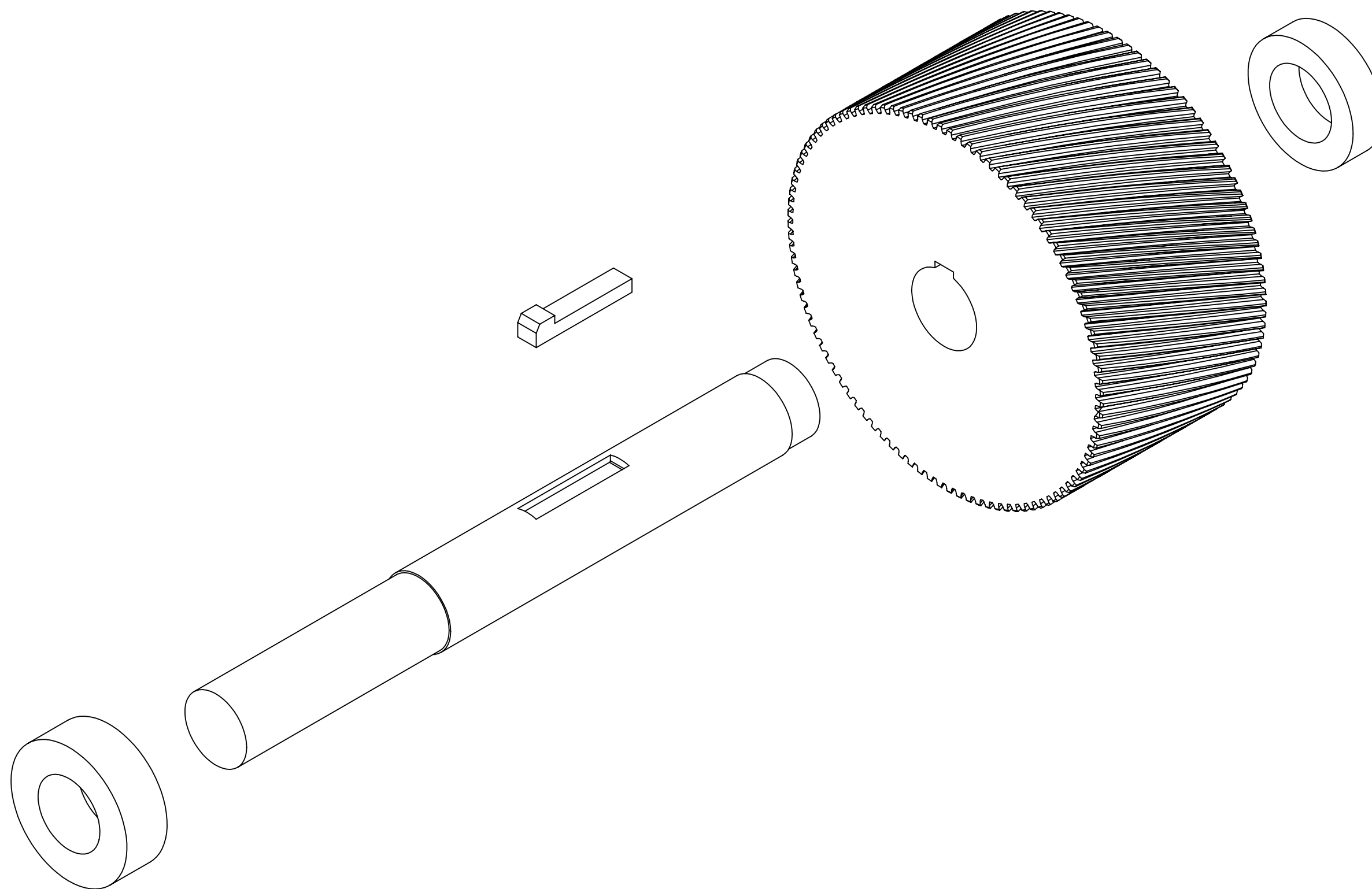
Plano nº18
Hoja nº1 de 1


Escala
1:2

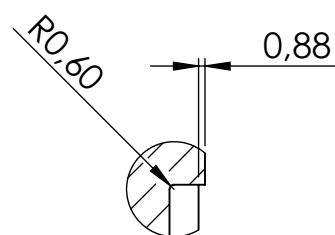
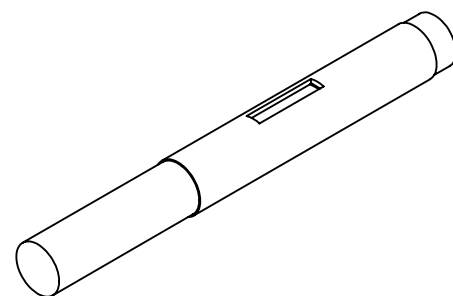
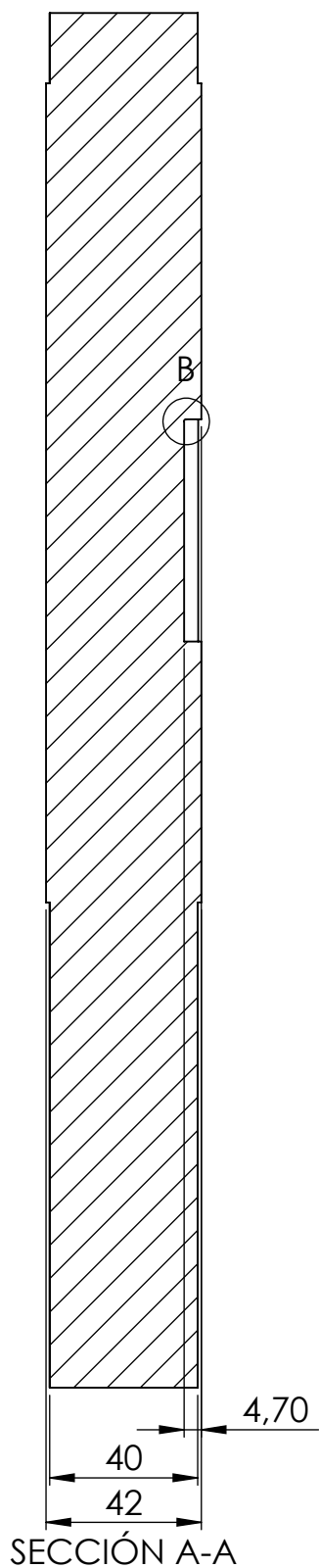
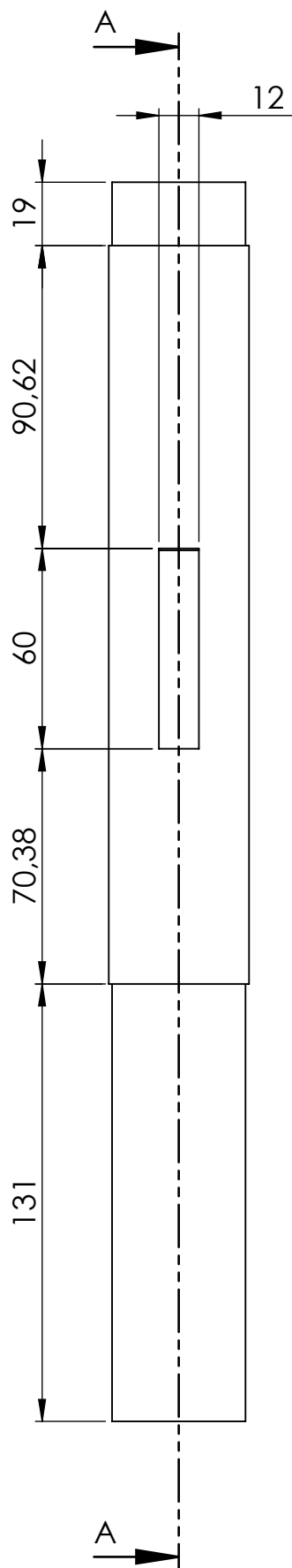
Un. dim. mm

Autor:
Raul Andreu Rodriguez

Fecha:
Noviembre 2015



| | | | |
|--|--|---------------------------------|-----------------------------|
| DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA | | | |
| Observaciones: | | Título: Ensamblaje eje d | Plano nº19 Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm  | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: Noviembre 2015 |



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

Observaciones:

Título:
Eje d

Plano nº20

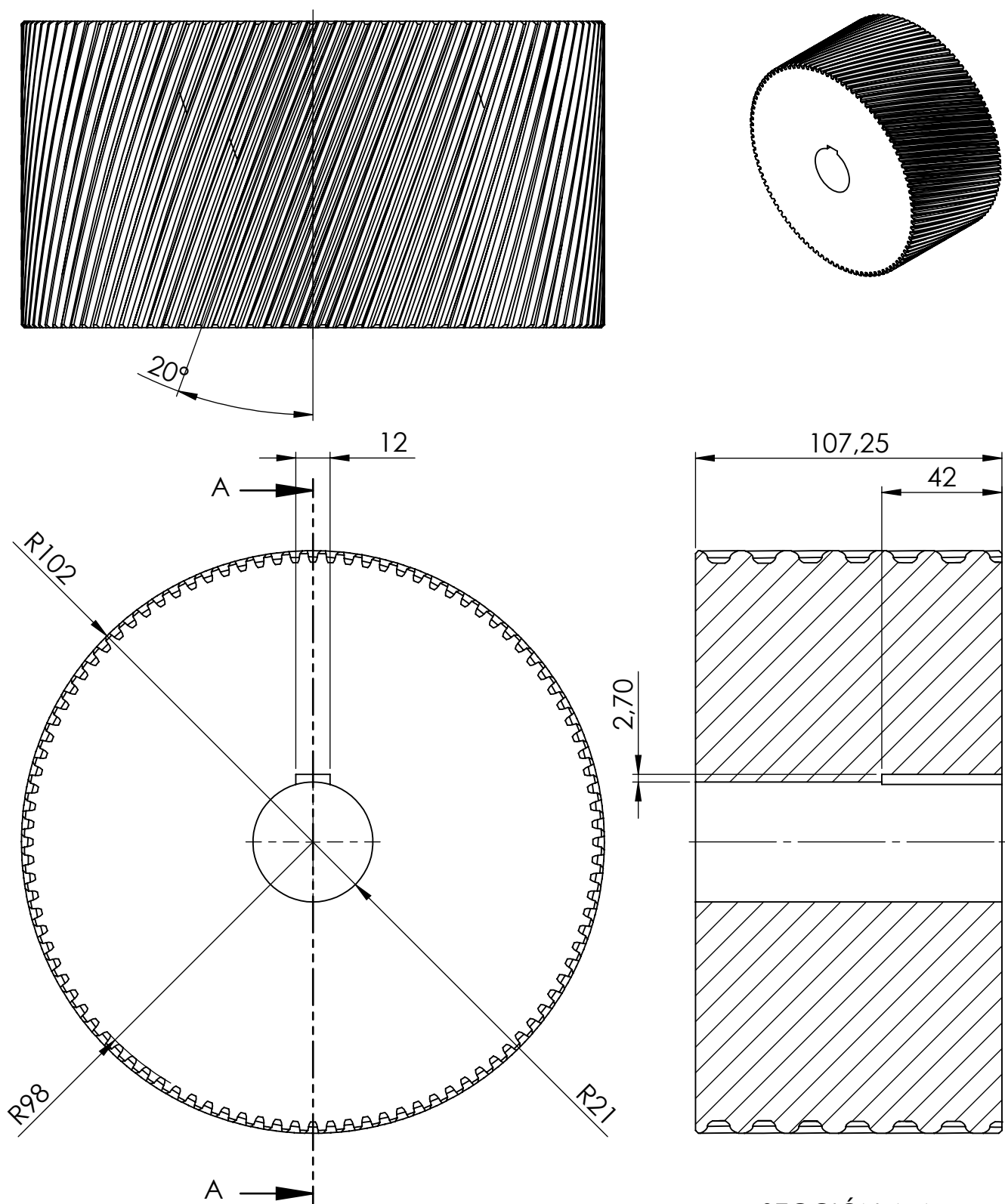
Hoja nº1 de 1

Escala
1:2

Un. dim. mm

Autor:
Raul Andreu Rodriguez

Fecha:
Noviembre 2015



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DE UNA MEZCLADORA INDUSTRIAL PARA EL SECTOR DE LA CERÁMICA

| | | | |
|----------------|-----------------|---------------------------------|----------------|
| Observaciones: | | Título: Engranaje 7 | Plano nº21 |
| | | | Hoja nº1 de 1 |
| Escala 1:2 | Un. dim. mm | Autor: Raul Andreu Rodriguez | Fecha: |
| | | | Noviembre 2015 |